

Stefan Falkenberger

**Optimierung der Berechnung der
Schallabstrahlung von Getriebegehäusen**

Kraftfahrzeugtechnische Berichte

Herausgegeben von Prof. Dr. Klaus Augsburg
Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik an der
TU Ilmenau

Band 8

Optimierung der Berechnung der Schallabstrahlung von Getriebegehäusen

Experimentelle und analytische
Untersuchungen zur Geräuscentwicklung
von Fahrzeug-Schaltgetrieben

Stefan Falkenberger



Universitätsverlag Ilmenau
2018

Impressum

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Angaben sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Diese Arbeit hat der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Ilmenau als Dissertation vorgelegen.

Tag der Einreichung: 24. März 2017
1. Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg
(Technische Universität Ilmenau)
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Bernd Wender
(Hochschule Ulm)
3. Gutachter: Dr.-Ing. Klaus Kelkel
(ZF Friedrichshafen AG)
Tag der Verteidigung: 9. November 2017

Technische Universität Ilmenau/Universitätsbibliothek

Universitätsverlag Ilmenau

Postfach 10 05 65

98684 Ilmenau

www.tu-ilmenau.de/universitaetsverlag

readbox unipress

in der readbox publishing GmbH

Am Hawerkamp 31

48155 Münster

<http://unipress.readbox.net>

ISSN 1865-0880 (Druckausgabe)

ISBN 978-3-86360-172-0 (Druckausgabe)

URN urn:nbn:de:gbv:ilm1-2017000544

Titelfoto: Veit Henkel | Fakultät für Maschinenbau, TU Ilmenau

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der experimentellen Erfassung der dynamischen Schwingungsanregung von Fahrzeuggetrieben, auch im Vergleich mit der Simulation dieser Anregung mit Hilfe eines Mehrkörper-system-Modells. Die Arbeit soll einen Beitrag zur Optimierung der Berechnungskette der Schallabstrahlung solcher Getriebe leisten.

Nach der Entwicklung eines Messsystems zur Erfassung der dynamischen Lagerkräfte direkt im Kraftfluss zwischen Lageraußenring und Lagersitz des Getriebegehäuses wird ein Konzept für einen Getriebeprüfstand entwickelt. Der Prüfstand wird aufgebaut und in Betrieb genommen. Das untersuchte Getriebegehäuse stammt aus einer aktuellen Serienproduktion. Die Innenteile dieses Getriebes werden komplett neu entwickelt und dabei rigoros vereinfacht. Nun verfügt das Getriebe über eine Stirnradstufe in den beiden Varianten gerad- und schrägverzahnt und vier Lagerstellen. Dieses Vorgehen reduziert so die Komplexität deutlich und lässt ausreichend Raum für den Einbau des entwickelten Lagerkraft-Messsystems. Um Schallleistungsmessungen des verbauten Getriebes durchzuführen, wird die Prüfumgebung in einen Hallraum mit schallharten Wänden nach DIN EN ISO 3740 umgewandelt. Nach der Plausibilisierung der aufgezeichneten Messwerte werden die Wiederholbarkeit überprüft und ein Einlaufszenario für den Getriebeprüfstand festgelegt. Anschließend folgen die Untersuchungen der Schwingungsanregung des Getriebegehäuses im gesamten definierten Betriebsbereich bei drei unterschiedlichen Schmierstofftemperaturen und mit der gerad- und der schrägverzahnten Antriebseinheit. Die Einflüsse unterschiedlicher Viskositäten des Schmierstoffes auf die dynamischen Lagerkräfte und auf die Geräuschentwicklung werden frequenzspezifisch untersucht und bewertet.

Nach Abschluss der Validierung der dynamischen Schwingungsanregung des Getriebegehäuses mit Hilfe des erwähnten Mehrkörper-Simulationsmodells werden Schallabstrahlungsberechnungen durchgeführt. Erstmals werden dabei die validierten dynamischen Lagerkräfte mit in die Berechnungen eingebunden. Als Abschluss werden die simulierten Schallleistungen mit den experimentell erfassten im Frequenzbereich verglichen und bewertet. Insgesamt zeigen die experimentellen und rechnerischen Ergebnisse bei allen Arbeitsschritten eine gute bis hervorragende Übereinstimmung.

Damit leistet die vorliegende Arbeit einen signifikanten Beitrag zur Validierung der Schwingungsanregungen und schafft neue Möglichkeiten, Lagerkräfte im Kraftfluss experimentell und simulativ zu ermitteln und in die Berechnungskette der Schallabstrahlung einzubinden.

Abstract

The experimental testing of the dynamic excitation of gearboxes is the target of the thesis at hand. The validation of this excitation using a multibody-simulation model is another achievement. The improvement of the calculation process of the sound radiation of gearboxes is the main focus.

Initially, a testing equipment is developed for measuring the dynamic bearing forces in gearboxes in the flow of power between the bearings outer ring and the bearing seat in the gearbox housing. After setting up and putting into operation a gearbox test bench the redesigned gearbox is tested in a wide operating range and measurements of the power of sound are done. The parts inside the gearbox are completely new designed. The gearbox now contains only one gearwheel section, but two units. Either a spur gearwheel section or a helical gearwheel section can be tested. This procedure reduces the complexity of the powertrain of the gearbox and creates space for the bearing force measurement device inside the gearbox. For the measurement of the sound power of the redesigned gearbox the testing environment is set up as a reverberation chamber following DIN EN ISO 3740. After the plausibility check of the measured dynamic bearing forces the reproducibility is inspected and a gearbox test bench warm up scenario is defined. The investigation of the dynamic bearing forces, as the excitation of the gearbox housing, in the defined operating range at three different temperatures of the lubricant using the spur- and helical gearwheel section follows. The influences of the different viscosities of the lubricant on the dynamic bearing forces and the sound radiation are investigated in the frequency domain.

After the validation of the dynamic excitation of the gearbox housing with the multibody-simulation model the calculation of the sound radiation is performed. For the first time the validated dynamic bearing forces are used in the calculation process of the sound radiation. Finally the calculated sound power is validated with the measured sound power of the gearbox test bench and evaluated in the frequency domain. Altogether the experimental and calculated results of every single step of the calculation process are showing excellent accordance.

The present thesis thus provides a significant contribution to the validation of the vibrational excitations. Now there are new possibilities of determining load forces in the flow of energy experimentally and simulatively and of

integrating them into the calculation chain of the sound radiation of gear-boxes.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort.....	XI
Formelzeichen und Abkürzungen	XIII
1 Einleitung.....	1
2 Stand der Technik	3
2.1 Geräuscentwicklung bei Stirnradgetrieben.....	4
2.2 Berechnung der Schallabstrahlung von Fahrzeuggetrieben	6
2.3 Messtechnische und rechnerische Untersuchung der Schwingungsanregung von Getriebegehäusen.....	9
3 Aufgabenstellung der Arbeit.....	12
4 Entwicklung und Aufbau der Versuchseinrichtungen.....	15
4.1 Umbau des Prüfstandsraumes in einen Prüfraum mit schallharten Wänden.....	15
4.1.1 Vorgehensweise nach DIN EN ISO 3740 zur Bestimmung der Schallleistung bei Geräuschquellen	16
4.1.2 Optimierung des Prüfraumes mit schallharten Wänden	17
4.2 Entwicklung, Aufbau und Funktion des Getriebeprüfstands.....	21
4.3 Aufbau und Funktion der Ölkonditionierung	25
4.4 Umbau ZF-Getriebe S6-53.....	26
4.4.1 Modifiziertes Lagerkonzept	27
4.4.2 Auslegung der Stirnradstufen	28
4.5 Messung der dynamischen Lagerkraft	30
4.5.1 Umsetzung Messkonzept	30
4.5.2 Signalanalyse der gemessenen dynamischen Lagerkraft.....	33
5 Berechnung der Schwingungsanregung des Getriebegehäuses durch den Zahneingriff (MKS)	38
5.1 Modellbildung des Antriebsstranges	38
5.1.1 Modellierung der Lager.....	38
5.1.2 Teilelastische Wellen	46

5.1.3 Modellierung des Zahnkontaktes	48
5.1.4 Aufbau des Gesamtmodells.....	53
5.2 Bewertung der berechneten dynamischen Lagerkraft.....	54
6 Validierung der experimentell und analytisch ermittelten dynamischen Lagerkräfte	59
6.1 Erfassung und Auswertung der Messdaten.....	59
6.2 Vorgehensweise zum Erfassen der Messdaten.....	61
6.3 Verifizierung der Lagerkraft-Messeinrichtung am Getriebepfprüfstand	63
6.3.1 Betrachtung der statischen Lagerkräfte.....	63
6.3.2 Reproduzierbarkeit und Standardabweichung	66
6.3.3 Analyse der gemessenen dynamischen Lagerkraft.....	68
6.4 Validierung der berechneten Schwingungsanregung.....	73
6.4.1 Validierung der berechneten und gemessenen dynamischen Lagerkräfte	74
6.4.2 Bewertung des Einflusses der Viskosität des Schmierstoffes auf die dynamischen Lagerkräfte und die Schallabstrahlung.....	78
7 Weiterentwicklungen der Schallabstrahlungs-Berechnungskette.	84
7.1 Modalanalyse	84
7.1.1 Reverse Engineering Prozess	85
7.1.2 Experimentelle und rechnerische Modalanalyse der Getriebebaugruppe	86
7.2 Frequency-Response-Analyse	92
7.3 Akustikanalyse.....	96
7.3.1 Validierung der PML-/AML-Elemente.....	97
7.3.2 Validierung der Schallabstrahlungsberechnung.....	100
8 Zusammenfassung, Fazit und Ausblick	104
Literaturverzeichnis	109

Vorwort

Die vorliegende Dissertation bildet den Abschluss meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Labor für Strukturmechanik und Akustik der Hochschule Ulm.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg von der Technischen Universität Ilmenau danke ich sehr für die Übernahme der Betreuung meiner Arbeit. Trotz der Distanz wurden mir stets hilfreiche Anregungen durch konstruktive Gespräche gegeben, die zum Gelingen dieser Arbeit einen großen Anteil beigetragen haben. Herrn Dr.-Ing. Klaus Kelkel danke ich für die Übernahme der Begutachtung und dem damit verbundenen Aufwand.

An dieser Stelle möchte ich mich außerordentlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Wender bedanken. Er war der Initiator und ist maßgeblich für die Entwicklungen im Labor für Strukturmechanik und Akustik der Hochschule Ulm verantwortlich. Er unterstützte mich stets auf konstant hohem Niveau, auf fachlicher sowie auf persönlicher Ebene, und gab mir immer Rückhalt und Motivation in unzähligen Gesprächen.

Meinen beiden Vorgängern, Prof. Dr.-Ing. Bernd Graf und Dr.-Ing. Jochen Neher, danke ich für ihr hohes Engagement für das Akustiklabor und dafür, dass auf deren Vorarbeit meine Arbeit aufbauen konnte. Die vielen fachlichen Gespräche und Diskussionen halfen mir sehr, die gesteckten Ziele erreichen zu können.

Mein ganz persönlicher Dank geht an meinen sehr guten Freund und langjährigen Kollegen M. Sc. Denis Werner. Unermüdlich unterstützte er mich bei der täglichen Arbeit und war mir stets eine große Hilfe – Danke!

Des weiteren bedanke ich mich bei allen Mitarbeitern der Hochschule Ulm, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Erst durch die Unterstützung vieler studentischen Arbeiten konnten die gesteckten Ziele erreicht werden. Ich möchte mich bei allen beteiligten Studentinnen und Studenten bedanken, insbesondere bei Philipp Hug, Daniel Martini, Patrick Walter, Stefanie Sander, Matthias Schneider, Tobias Hammer, Phillip Schuchardt, Stefan Geißler, Manuel Hirschmann, Marcel Schröder und Sonja Stitzenberger. Ihre Arbeiten trugen einen außergewöhnlich hohen Anteil bei.

Für die Liebe und aufrichtige Unterstützung über die gesamte Zeit an der Hochschule Ulm möchte ich mich bei meiner Frau Angeliqua bedanken. Durch Ihren Rückhalt und die notwendigen Freiräume bot sie mir die Grundlage für den erfolgreichen Abschluss dieser Arbeit – Danke!

Formelzeichen und Abkürzungen

Zeichen	Einheit	Beschreibung
α_B	°	Druckwinkel
c	N/mm	Federsteifigkeit
c_L	kg/s	Viskoser Dämpfungskoeffizient im Lager
E^c	N/mm ²	Reduzierter E-Modul
f	Hz	Frequenz
F_n	N	Normalkraft
$F_{\text{Widerstand}}$	N	Fahrwiderstand
F_{Ze}	N	Kraft im Zahneingriff
i	-	Übersetzungsverhältnis
k_L	N/mm	Kontaktsteifigkeit im Lager
k_{Ze}	N/mm	Kontaktsteifigkeit im Zahneingriff
m	kg	Masse
M	Nm	Drehmoment
n	min ⁻¹	Drehzahl
Q	N	Kontaktkraft
r_{b2}	mm	Grundkreisradius
s(M)	-	Standardabweichung der Messwerte
T_{60}	s	Nachhallzeit in einem Prüfraum
ν	mm ² /s	Kinematische Viskosität
z	-	Zähnezahl
z_K	-	Anzahl der Wälzkörper
δ	mm	Verformung im Kontaktpunkt
δ_{DWA}	µm	Drehwegabweichung im Zahnkontakt
σ_{RO}	dB	Vergleichsstandardabweichung
Φ	°	Drehwinkel
ω	1/s	Eigenkreisfrequenz

Abkürzungen

AM	Amplitudenmodulation
AML	Automatically Matched Layer
BEM	Randelement-Methode (Boundary-Element-Method)
BGR	Baugruppe
DBEM	Direkte Randelement-Methode
DWA	Drehwegabweichung
EMA	Experimentelle Modalanalyse
FEM	Finite-Element-Methode
FFT	Fast Fourier Transformation
FM	Frequenzmodulation
FMBEM	Fast Multipole BEM
HAG	Hinterachsgetriebe
HFFT	Hüllkurvenspektrum
IBEM	Indirekte Randelement-Methode
LKME	Lagerkraft-Messeinrichtung
MAC	Modal Assurance Criterion
MKS	Mehrkörper Simulation
MPC	Multi Point Constraint
PML	Perfectly Matched Layer
RMA	Rechnerische Modalanalyse
SIM	Simulation
VZK	Verzahnungskraft

1 Einleitung

Die globale Personen- und Güterbeförderung ist einem fortlaufenden Wandel unterzogen. Als Hauptgrund hierfür steht der Mensch mit seinem sich ändernden Lebens- und Umweltverhalten. Daneben stellt die wachsende Weltbevölkerung den Transportsystemen immer neue und komplexere Aufgaben. Stetig wachsende Großstädte erfordern ein Umdenken im öffentlichen Personennahverkehr, aber auch Langstreckenverbindungen auf nationaler und internationaler Ebene wandeln sich [8].

Im Zuge der Motorisierung und des Aufbaus eines Straßennetzes zu Beginn des 20. Jahrhunderts veränderte sich das Transportverhalten der Menschen gravierend. 1896 präsentierte Gottlieb Daimler den ersten NKW der Welt. Mit seinem 4 PS starken Zweizylinder-Motor, 16 km/h Höchstgeschwindigkeit und einer Nutzlast von 1 500 kg konnte ein Fahrer mit einem vollen Tank schon fast 200 km weit fahren. Als Getriebe wurde ein Viergang-Riemenge triebe verwendet [38]. Wenige Jahre später wurden die ersten Getriebe mit verschiebbaren Zahnrädern entwickelt, die allerdings eine erhebliche Schaltarbeit erforderten und sehr laute „heulende und singende“ Geräusche verursachten. Diese Getriebe waren damals lauter als Verbrennungsmotoren und machten langes Reisen sehr unangenehm. 1929 wurde von ZF das geräuscharme Aphon-Getriebe vorgestellt. Es wurde als „Viergang-Getriebe mit drei ruhigen Gängen“ angepriesen. Die drei ruhigen Gänge waren dauernd im Eingriff, schrägverzahnt, und die Zahnflanken waren speziell geschliffen. Außerdem wurde bei diesem Getriebe die Synchronisation beim Schalten der Gänge eingeführt. Demnach standen aufgrund des Komfortanspruches der Kunden damals schon leise Getriebe im Fokus der Ingenieure und zeigten die Notwendigkeit der Entwicklung von Maßnahmen zur Geräuschreduzierung auf [17], [58].

Hinzu kommt, dass durch immer engere Vorgaben des Gesetzgebers, unterschiedliche Grenzwerte betreffend, die Fahrzeugbau-Branche zu immer „besser“ werdenden Produkten gezwungen wird. Aus Sicht der Fahrzeugindustrie sind also außer den Komfortansprüchen der Kunden auch die rechtlichen Vorgaben ein wesentlicher Entwicklungstreiber, um in den verschiedenen Fahrzeugsegmenten Argumente für den Verkauf zu generieren. Neben dem Design, das Fahrzeuge einem Hersteller unverkennbar zuordnenbar macht, spielen also auch die Geräuschentwicklung und der subjektive Höreindruck dieser Produkte eine große Rolle.

Im heutigen technischen Umfeld der Antriebsstrangentwicklung sind dagegen „Downsizing“ und „Mehr-Leistung, weniger Verbrauch“ weitverbreitete Schlagworte, welchen die Fahrzeughersteller gerecht werden müssen. Unter anderem nimmt in der Produktentwicklung die Gewichtsreduzierung einen ebenso wichtigen Platz ein wie z.B. die Verbrennungs- und Wirkungsgradoptimierung der Antriebsaggregate. Diese Tendenzen laufen aber häufig der Minderung der Geräuschabstrahlung zuwider. Beispielsweise verhalten sich im Antriebsstrang die relativ dünnwandigen Gehäuse der bereits erwähnten Getriebe als Lautsprecher, da sie durch Körperschall, meist durch angeflanschte Aggregate und den Zahneingriff, zum Schwingen angeregt werden. Also ist hier auch eine „Stellschraube“ zur Reduzierung des Fahrzeuglärms vorhanden, die genutzt werden muss. Folgerichtig wird in dieser Arbeit hierzu ein Sechs-Gang-Schaltgetriebe untersucht, das aber nach bestimmten eigenen Vorgaben umgebaut wird (siehe später). Die Gesamtmasse dieses Getriebes beträgt in seinem originalen einbaufertigem und mit Öl befüllten Zustand 55 kg. Mit einem maximal übertragbaren Drehmoment von 600 Nm wird es in Mittel- und Oberklassefahrzeuge verbaut.

Mit diesem Getriebe als Beispiel soll im Rahmen dieser Arbeit die bereits bestehende Simulationskette zur Ermittlung der Geräuschabstrahlung von Fahrzeug-Schaltgetrieben erweitert und verbessert werden.

2 Stand der Technik

Die Berechnung der Schallabstrahlung von Getriebegehäusen folgt meist einem mehrstufigen Berechnungsverfahren, das in Abb. 2-1 dargestellt ist [18], [53], [82]. Dabei wird im ersten Schritt das FE-Modell erzeugt, entweder direkt aus CAD-Daten oder durch ein Reverse-Engineering-Verfahren, bei dem das Getriebegehäuse mit einem 3D-Scanner über verschiedene Stufen in eine geometrisch sehr genaue FE-Struktur überführt wird [83]. Die im Anschluss durchgeführte Modalanalyse bestimmt die Schwingeigenschaften der Struktur. Mit der Körperschallanalyse werden mit den vorher berechneten dynamischen Anregungskräften die Betriebsschwingungen bestimmt. Im letzten Schritt werden die Schalldruckverteilung auf der Gehäusoberfläche und die Schallabstrahlung in den Raum berechnet.

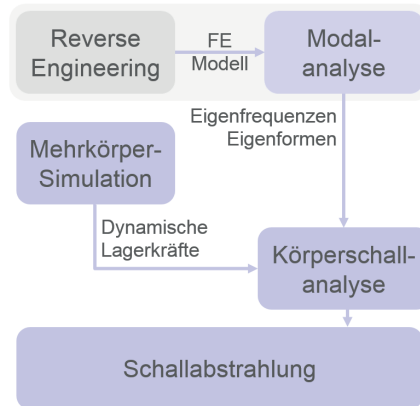


Abb. 2-1: Berechnungskette der Schallabstrahlung von Getrieben

Graf validiert in [18] die Berechnungskette mit Messungen im stufenweisen Abgleich und entwickelt Gestaltungsrichtlinien für geräuscharme Gehäuse. Neher erzeugt und validiert in [53] Schraubenverbindungsmodelle zur dynamischen Berechnung von Getriebegehäusen, macht durch die Anwendung der inversen FFT das berechnete Getriebegetöse hörbar und bewertet unterschiedliche Verfahren zur Berechnung des Luftschalls. Die Auralisierung des Getriebegetöses wird auf der Grundlage eines fiktiven

Anregungsspektrums durchgeführt. An diese Untersuchungen soll die vorliegende Arbeit anknüpfen und den nächsten Schritt zur „Optimierung“ der Berechnungskette bilden.

In den folgenden Abschnitten soll ein Überblick über den aktuellen Stand der Technik gegeben werden, der das tangierte, sehr breite Fachgebiet charakterisiert.

2.1 Geräuschentwicklung bei Stirnradgetrieben

Die Geräuschentwicklung im Zahneingriff von Stirnradstufen ist durch folgende Ursachen bedingt [13], [16], [56], [76], [89]:

Parametererregung:

Wälzen Zahnpaare aufeinander ab, so wandert der Zahnkontaktpunkt auf der Berührlinie vom Zahnkopf zum Zahnfuß. Dabei ändern sich kontinuierlich die Zahnsteifigkeit und die Anzahl der in Kontakt stehenden Zahnpaare. Dieses Zusammenspiel stellt eine Parametererregung dar und bildet die Hauptursache für das typische Geräusch eines Getriebes.

Eingriffsstörungen:

Beim Übertragen einer Last verformen sich die im Eingriff stehenden Zähne elastisch. Dadurch treten Zahnpaare vor oder nach dem theoretischen Eingriffspunkt in Kontakt und erzeugen damit den Ein- und Austrittsstoß.

Verzahnungsabweichungen:

Sie entstehen durch fertigungsbedingtes Abweichen von der Sollgeometrie und gewollte Korrekturen der Zahnflanke (Balligkeiten, Rücknahmen).

Wälzkreisimpuls:

Die Reibkraftumkehr im Wälzpunkt beim Abwälzen der Zahnflanken aufeinander führt zu dieser Anregung.

Rückflankenschlagen:

Diese Schwingungsanregung tritt typischerweise bei lastfrei laufenden Zahnradpaaren bei hohen dynamischen Zusatzkräften auf.

Verfahren zur Herstellung geräuscharmer Verzahnungen sind weit verbreitet und vielfach untersucht worden. Die folgende Aufstellung zeigt eine

mögliche Einteilung der Geräuschminderungsmaßnahmen bei Stirnrädern [24], [56], [65], [66]:

Getriebe- und Verzahnungsdaten:

Zu den geräuschbeeinflussenden Daten gehören der Modul und die Zähnezahl, die Profilüberdeckung, -korrektur und -verschiebung, die Sprungüberdeckung und die Breitenballigkeit. Allerdings ist die Haupteinflussgröße der Geräuschminderung der Übergang von einer Gerad- zur Schrägverzahnung, da die Steifigkeitssprünge beim Abwälzen der Zähne dadurch stark reduziert werden können. Ebenso zeigt eine Hochverzahnung ein verbessertes Geräuschverhalten.

Werkstoff und Herstellung:

Als beeinflussbare Parameter sind hier die Art des Werkstoffes, die Oberflächenstruktur und die Oberflächenbehandlung aufzuführen. Optimierungen sind möglich, führen aber häufig zu höheren Herstellungskosten.

Verzahnungsqualität:

Zur Verzahnungsqualität gehören die Einzelteilungs-, Eingriffsteilungs-, Grundkreis- und Eingriffswinkelabweichungen, die Flankenlinienabweichung, das Taumeln, Profilformabweichungen, Rundlauf- oder Summenteilungsabweichungen und Maschinenfehler. Beispielsweise kann die Profilformabweichung insbesondere bei Geradverzahnungen zu einer beträchtlichen Erhöhung des Geräuschpegels führen, da pro Zahneingriff mehrere Schwingungsimpulse erzeugt werden. Einen großen Einfluss auf das Geräuschverhalten hat auch die Oberflächenqualität der Zahnflanken (Stichwort Schleifen). Zu beachten ist allerdings, dass bei großen Belastungen die Verzahnungs-„fehler“ eine untergeordnete Rolle spielen und in der Regel die Verformungen der Zähne einen erheblicheren Einfluss auf das Geräusch ausüben.

Bei der Betrachtung der dynamischen Vorgänge in einem Getriebe werden schnell die komplexen Zusammenhänge klar, die u. a. im erzeugten Geräusch erkennbar sind. Als Hauptbestandteil des tonalen Geräusches ist die durch die Zahneingriffsfrequenz hervorgerufene Stoßimpulsfolge zu nennen. Deshalb entstehen im Frequenzspektrum die Vielfachen der Zahneingriffsfrequenz. Neben der tonalen Schwingungsanregung ist die Zahneingriffsfrequenz auch Trägerfrequenz für unterschiedliche Schwingungs-

phänomene. Durch die Rotation der An- und Abtriebswellen werden aufgrund der fertigungsbedingten Restunwuchten die Schwingungsinformationen auf die Zahnkraft moduliert, d.h. die Höhe der „Kraftpeaks“ der Zahneingriffsstöße im Zeitsignal ändern sich mit der Drehfrequenz der Wellen. Sichtbar wird dieses Verhalten ebenso im Frequenzspektrum in Form von Seitenbändern. Diese entstehen neben den Zahneingriffsfrequenzen und können durch Amplituden- und Frequenzmodulation (AM, FM) erzeugt werden. Die AM steht dabei mit Lastschwankungen oder Teilungsfehlern im Zusammenhang (Stichwort Unwucht). Eine FM tritt z. B. durch eine harmonische Frequenzänderung auf, die durch die Torsionseigenschaften des betrachteten Systems bedingt ist und im Spektrum Seitenbandfamilien erzeugt. In den meisten „realen“ Fällen treten diese Phänomene in Mischformen auf, die sehr komplexe Zusammenhänge zwischen dem modulierenden und dem modulierten Signal beinhalten [72].

Daneben erzeugen bei einer Stirnradstufe die Drehfrequenzen der An- und Abtriebswelle eine Schwebung. Die Frequenz der Schwebung ist das arithmetische Mittel der beiden Wellendrehfrequenzen. Die Amplitude dieses superponierten Zeitsignals ändert sich dabei harmonisch. Die Frequenz dieser Amplitudenänderung ist durch den Frequenzabstand zwischen An- und Abtriebswelle definiert [30].

Damit sind die grundlegenden Informationen über die Geräuschentwicklung von Stirnradgetrieben und mögliche Maßnahmen zur Geräuschminderungen dargestellt. Die aufgezeigten Schwingungsphänomene sind durch standardisierte Messverfahren zugänglich. Die Schwierigkeiten bei der Signal- und Fehleranalyse liegen meist in der großen Flut an Messinformationen, die bei mehrstufigen Getrieben aufgezeichnet werden. Es stellt bei einem vorliegenden Defekt beispielsweise eine sehr große Herausforderung dar, einzelne Frequenzpeaks auf dessen Ursache zurückzuführen (signalgestützte Diagnose) [54]. Hier zeigt Bader in [1] eine neue Methode zur Detektierung einzelner Fehler an Zahnrädern, die mit Hilfe der Wavelet-Transformation gefunden und dem defekten Zahn zugeordnet werden können.

2.2 Berechnung der Schallabstrahlung von Fahrzeuggetrieben

Die angesprochene Berechnungskette der Schallabstrahlung von Fahrzeuggetrieben soll an dieser Stelle nochmals aufgegriffen und deren Anwendungsbereiche dargestellt werden. Diese Berechnungskette geht insbesondere auf frühere Arbeiten von Wender et. al. zurück [77] bis [82].

Drei unterschiedlich komplexe Getriebegehäuse hat Graf in [18] auf deren Abstrahleigenschaften hin untersucht. Mittels der Finite-Element-Methode bzw. der Boundary-Element-Methode wird die quantitative Aussagekraft der ersten 40 Eigenmoden optimiert. Zur Darstellung der Genauigkeit der einzelnen Berechnungsschritte werden auch digitalisierte Strukturen verwendet, um Einflüsse der Fertigungsverfahren aufzuzeigen. Die jeweiligen Berechnungsergebnisse werden systematisch Messergebnissen gegenübergestellt, um Schwächen der Simulationsergebnisse eindeutig deren Ursache zuordnen zu können. Mit einem mittleren MAC-Wert von bis zu 98 % über die ersten 40 Eigenfrequenzen und einer Reduzierung der Streuung der Schallabstrahlungsberechnung auf 0,7 dB überzeugen die erreichten Ergebnisse. Diese validierte Methodik wendet Graf anschließend an, um mittels Parameterstudien Konstruktionsrichtlinien für die Gestaltung akustisch optimierter Getriebegehäuse-Verrippungen zu definieren.

Neher entwickelt in [53] Simulationsmodelle zur Bauteilverbindung und validiert diese systematisch mit Messungen. Diese Modelle werden bei drei unterschiedlich komplexen Getriebegehäusen zur Flanschverbindung eingesetzt. Da die ausführlich mit Messungen verglichenen Berechnungsergebnisse der Modalanalysen nahezu Einzelbauteil-Qualität zeigen, können Modellierungs-Empfehlungen gegeben werden. In einem weiteren Schritt führt er an den gleichen Getriebegehäusen umfangreiche Untersuchungen der Luftschallsimulation mit der direkten und der indirekten Boundary-Element-Methode (DBEM, IBEM) der Fast-Multipole-BEM und der FEM durch. Neben unterschiedlichen Kriterien zur Wahl des Simulationsverfahrens (beispielsweise der Rechenzeiten) zeigt sich, dass sich die Genauigkeit der Luftschallsimulation abhängig von der Komplexität der Gehäusestruktur darstellen lässt.

Zundel untersucht in [90] Möglichkeiten zur Reduktion der Geräuschabstrahlung von Getriebegehäusen durch die Optimierung des Körperschallpfades. Wegen der Konstruktion einer topologieoptimierten Rahmenstruktur, die das Wellensystem trägt, kann eine akustisch optimierte Wandung als Getriebegehäuse entwickelt werden. Die ausgesuchten Verbindungspunkte zwischen Wandung und Rahmen werden aus Knotenpunkten der Schwingungsformen einzelner Resonanzfrequenzen des Rahmens bestimmt. Damit ist eine Reduktion des Körperschalls auf dem Übertragungsweg möglich, und die direkte Schwingungsanregung des Getriebegehäuses durch den

Zahneingriff wird unterbunden. Diese Methode zeigt im dafür ausgelegten Lastbereich eine gute Möglichkeit auf, die Schallabstrahlung zu reduzieren.

Bittner führt in [3] eine strukturakustische Optimierung einer Axialkolben-einheit durch. In einem ersten Schritt wendet er sein Vorgehen an einem einfachen Kasten an und leitet durch Gegenüberstellung verschiedener Zielgrößen und Gewichtungsfomulierungen eine geeignete Strategie für die Optimierung der Axialkolbeneinheit ab. Vor diesem Schritt wird die Einheit einer rechnerischen Schwachstellenanalyse unterzogen, die den Gehäusedeckel mit einem signifikanten Einfluss auf das Pumpengeräusch identifiziert. Eine verbesserte Deckelvariante und ein asymmetrisch ausgeführtes Gehäuse zeigen ein über den gesamten betrachteten Frequenzbereich verbessertes Schwingungsverhalten.

Klein erweitert in [29] ein Simulationsmodell um die Berücksichtigung der dynamischen Eigenschaften des Getriebegehäuses im Antriebsstrang. Er löst dies durch die modale Reduktion des FE-Modells des Gehäuses und Integration in die Mehrkörper-Simulations-Umgebung. Das mit der Gyaan-Methode reduzierte Gehäuse wird dabei mit Multi-Point-Constraints (MPCs) mit dem Lager verbunden. An einem Beispiel mit einem Getriebemotor kann er einen deutlichen Einfluss der Gehäuseelastizität und Biegedynamik der Wellen auf die dynamischen Lagerkräfte nachweisen.

Vansant et al. beschreiben in [74] die Anwendung von FEM PML-/AML-(Perfectly-Matched-Layer- und Auto-Extruding-Perfectly-Matched-Layer-) Elementen bei der Berechnung der Schallabstrahlung für eine beliebige Struktur und ein industrielles Beispiel. Dabei vergleichen sie die Genauigkeit der Berechnungsergebnisse mit derjenigen von Ergebnissen, die mit der BEM- und der IFEM-Methode (Halbunendliche Finite-Elemente-Methode) bestimmt wurden. Des weiteren untersuchen sie die Performance und die benötigte Rechenzeit. Der wesentliche Vorteil der PML-/AML-Methode ist die erheblich reduzierte Anzahl an notwendigen Elementen. Muss bei der IFEM-Methode das gesamte struktumgebende Fluid vernetzt werden, reicht bei der PML-/AML-Methode eine dünne Schicht dieser Perfectly-Matched-Layer-Elemente, da diese Schicht die gesamte abgestrahlte Schallenergie absorbiert. Neben einer erheblichen Reduzierung der Rechenzeit zeigt die Qualität der Ergebnisse ebenso eine sehr gute Vergleichbarkeit mit der BEM, die bei dieser Untersuchung als Benchmark definiert wird.

Insgesamt ist die Simulation der Luftschallabstrahlung mittlerweile sehr gut möglich und liefert mit zwar hohem, aber vertretbarem Aufwand gute Ergebnisse.

2.3 Messtechnische und rechnerische Untersuchung der Schwingungsanregung von Getriebegehäusen

Der folgende Überblick ist auf die experimentelle Erfassung der Schwingungsanregung gerichtet. In Kapitel 2.1 sind die Ursachen für die Schwingungsanregung von Stirnradstufen beschrieben. Diese breiten sich in Form von Körperschall vom Ort der Entstehung aus und regen an der Schnittstelle „Lagersitz“ das Getriebegehäuse zum Schwingen an. Die messtechnische Erfassung erfolgt meist indirekt über Beschleunigungs- oder Körperschallsensoren.

Quiring validiert in [61] die dynamischen Lagerkräfte an drei unterschiedlichen Getrieben. Er verwendet dabei ein Mehrkörper-Simulationsmodell, dessen Schwerpunkte auf der Anregung aus der Verzahnung, der Getriebewellenabbildung und der Wälzlagerabbildung liegen. Das Getriebemodell wird durch Steifigkeitsmodelle abgebildet, das Fertigungsabweichungen, Verzahnungskorrekturen und dynamische Einflüsse auf die Verzahnungssteifigkeit berücksichtigt. Des weiteren wird der Einfluss biegeelastischer Wellen auf die dynamischen Lagerkräfte untersucht. Experimentell werden die dynamischen Lagerkräfte mit einem im Lagerbock verbauten piezoelektrischen „Quermessdübel“ aufgezeichnet und mit einem auf der Oberfläche des Getriebegehäuses montierten Beschleunigungsaufnehmer plausibilisiert. Die aufgezeichneten dynamischen Lagerkräfte werden mit den statisch berechneten skaliert, da der Quermessdübel prinzipbedingt im Kraftnebenfluss sitzt und nur qualitative Aussagen zulässt. Die erreichten Ergebnisse zeigen eine sehr gute Übereinstimmung beim Vergleich der berechneten und gemessenen dynamischen Lagerkräfte bei den signifikanten Frequenzen. Ebenso empfiehlt Quiring die Verwendung von biegeelastischen Wellen für die Modellierung des Antriebsstranges, da diese einen deutlichen Einfluss auf die Zahnengriffskräfte haben.

In [20] beschreibt Haas das akustische Verhalten des Systems Asynchronmotor-Getriebe. Er bestimmt aus den Eingangsgrößen „gemessenes Wellenmoment am Abtriebsmotor, geometrische Daten des Antriebsstranges und Verläufe der Zahnsteifigkeit der entsprechenden Verzahnung“ die Drehmomentenverläufe. Die daraus gewonnen Zahnengriffskräfte werden

den FE-Modellen der Wellen als anregende Kräfte aufgeprägt, und mit dem Übertragungsverhalten der Wellen werden die Lagerreaktionskräfte im Getriebegehäuse bestimmt. Die Lagerkräfte werden mit einem speziellen Messlager validiert. Dabei sitzen vier Dehnmessstreifen (DMS) am Außenring des Lagers. Durch die Radiallast und die damit einhergehende Verformung des Außenrings wird die Lagerkraft gemessen. Die berechneten Kräfte werden im Anschluss auf das FE-Modell des Gesamtgehäuses aufgeprägt, um die Oberflächengeschwindigkeiten zu bestimmen. Die mit der BEM berechnete Schallleistung des Gesamtsystems zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit Messungen und die Möglichkeit der durchgängigen Berechnung des akustischen Verhaltens eines Stirnradtriebemotors.

Gygax beschreibt in [19] das Prinzip der dynamischen Schnittkraftmessung und die damit einhergehende Problematik des dynamischen Einflusses der Kraftmessplattform. Bei Schnittkraftmessungen ähnelt der Aufbau der Messplattform einem Balken, der durch die Maschine selbst zum Schwingen angeregt wird und in seinen Resonanzfrequenzen schwingt. Dieses Verhalten erzeugt im Frequenzbereich um Resonanzfrequenzen der Messplattform herum verfälschte Messergebnisse. Aus diesem Grund wird ein Kompensationsverfahren vorgestellt, dass die Forderung nach symmetrischen Messplattformen und symmetrisch montierten Kraftsensoren aufstellt. Bei symmetrischen Plattformen werden falsche Messsignale, die beispielsweise durch asymmetrisch belastete Bauteile entstehen, verhindert. Gygax stellt damit fest, dass im linearen Bereich der piezoelektrischen Kraftsensoren sehr genau die dynamischen Kräfte gemessen werden können. Diese Untersuchung kann als Vorstufe zur eigenen Entwicklung der in dieser Arbeit verwendeten Lagerkraftmesseinrichtung angesehen werden.

Nguyen befasst sich in [54] mit der Anwendung von Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse zur Diagnostik der Verzahnungen in Getrieben anhand von Schwingungssignalen. Er entwickelt eine neue Diagnosestrategie, um die Diagnoseschärfe zu erhöhen und instationäre Betriebszustände (Hochläufe oder Drehzahlschwankungen) zu berücksichtigen. Mit Hilfe der von ihm verwendeten „Zeit-Frequenz-Darstellung“ bestimmt er den momentanen Drehzahlverlauf aus den aufgezeichneten Messdaten ohne Triggersignal. Die damit gewonnene drehwinkeläquidistante Messfolge wird genutzt, um eine rotorsynchrone Signalmittelung durchzuführen, und die Drehwinkel-Ordnungs-Darstellung in Polarkoordinaten wird angewendet. Durch Eliminierung der Zahneingriffsharmonischen und nicht schadensrelevanter

Ereignisse werden die schadensrelevanten Schwingungskomponenten aus dem Schwingungsgemisch extrahiert. In den daraus berechneten Polardigrammen lassen sich nun ein oder mehrere Einzelschäden an einem oder beiden Zahnrädern exakt lokalisieren. In einem umfangreichen Versuchsprogramm validiert er die neue Methodik und kann zeigen, dass mit den Diagnosewerkzeugen Verzahnungsschäden bei instationär arbeitenden Getrieben diagnostiziert werden können, die sich auf die dynamischen Lagerkräfte auswirken.

Der hier dargestellte Literaturüberblick zeigt insgesamt, dass mit unterschiedlichen Simulations- und Messtechniken Aussagen zum Schwingungs- und Schallabstrahlverhalten von Fahrzeuggetrieben getroffen werden können. Es fällt aber ebenso auf, dass aufgrund der Komplexität oder von mangelndem Bauraum nur indirekt Anregungskräfte bei Getrieben gemessen werden. Dieser Umstand unterstreicht die Notwendigkeit des in dieser Arbeit entwickelten Messsystems zur Erfassung dynamischer Lagerkräfte direkt im Kraftfluss vom Zahneingriff zum Getriebegehäuse. Damit soll die vorgestellte Berechnungskette zur Simulation der Schallabstrahlung von Stirnradgetrieben um eine möglichst realistische Erfassung der Schwingungsanregung erweitert werden.

3 Aufgabenstellung der Arbeit

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Weiterentwicklung der experimentellen und analytischen Untersuchungen zur Geräuscentwicklung bei Fahrzeuggetrieben. An einem neuen Versuchsobjekt soll die bisher von Graf [18] und Neher [53] optimierte Schallabstrahlungs-Berechnungskette auf ihre Tauglichkeit hin geprüft werden. Gleichzeitig soll sie in unterschiedlichen Bereichen auf kommerzielle Tools umgestellt werden. Die bisherigen Untersuchungen in [18] und [53] wurden an drei unterschiedlich komplexen Getriebegehäusen durchgeführt. Der in dieser Arbeit verwendete neue Proband ist ein manuelles Pkw-Sechs-Gang-Schaltgetriebe aus einer aktuellen Serienfertigung und findet in Mittelklassemodellen Anwendung. Das Gehäuse dieses Fahrzeuggetriebes soll mit einem verbesserten 3D-Scanverfahren rückgeführt werden, und aus der CAD-Geometrie sind die Finite-Elemente-Simulationsmodelle zu generieren (Reverse Engineering). Die Berechnungsschritte Modalanalyse und Frequenzganganalyse der Berechnungskette der Schallabstrahlung sollen aufgrund von Softwareanpassungen auf moderne Finite-Elemente-Berechnungstools umgestellt werden. Dazu wird der von Neher entwickelte Modellierungsweg zur Simulation von Schraubenverbindungen angepasst und mit dem bisherigen Vorgehen bei der Berechnung validiert. Die Frequenzganganalyse wird ebenfalls auf die neue Finite-Elemente-Umgebung umgestellt, u. a. um die Handhabbarkeit im Vergleich zum bisherigen VBA-Makro zu verbessern. Die Akustikanalyse wurde bisher in [18] und [53] mit der BEM, FMBEM und FEM durchgeführt. Zur Optimierung dieses Berechnungsschrittes soll die PML-/AML-Methode mit den bisherigen Verfahren verglichen und bewertet werden.

Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit liegt allerdings auf der experimentellen und analytischen Untersuchung der Ursache der Geräuscentwicklung bei Fahrzeuggetrieben. Darunter wird die Schwingungsanregung verstanden, die durch den Zahneingriff entsteht und an der definierten Schnittstelle „Lageraußenring – Lagersitz“ das Getriebegehäuse zum Schwingen anregt. Neben der Berechnung dieser Schwingungsanregung am Lageraußenring mit der Mehrkörper-Simulation soll zur Validierung der Ergebnisse ein Messsystem zur Untersuchung der dynamischen Lagerkräfte an dieser Schnittstelle entwickelt werden. Erklärtes Ziel ist die experimentelle Erfassung der dynamischen Lagerkraft direkt im Kraftfluss zwischen dem Lageraußenring der Abtriebswelle und dem Lagersitz des Getriebegehäuses. Da

bisher gängige Messverfahren die dynamischen Kräfte meist passiv in der Umgebung der Lagerschale erfassen, stellt diese Aufgabe die größte Herausforderung zur Erreichung der Zielstellung dar.

- Experimentelle Neuentwicklungen

Die Erweiterung der Berechnungskette der Schallabstrahlung erfordert unter anderem das sichere Abbilden der oben erwähnten lastfallabhängigen dynamischen Schwingungsanregung des Getriebegehäuses. Um dieser Forderung gerecht zu werden, ist ein Prüfstand zu entwickeln, der im Drehzahlbereich von $1\,000\text{ min}^{-1}$ bis $3\,500\text{ min}^{-1}$ und bis zu einem maximalen Drehmoment von 140 Nm betrieben werden kann. Das zu entwickelnde Antriebskonzept soll energieeffizient sein und sicher in die vorhandene Infrastruktur eingebunden werden können. Die ausgewählte räumliche Umgebung des Getriebepfstands ist so zu gestalten, dass sie einem Prüfraum mit schallharten Wänden nach DIN EN ISO 3740 genügt, um Schallleistungsmessungen durchführen zu können. Neben der Entwicklung eines neuen stark vereinfachten Antriebsstranges im Getriebegehäuse, der Inbetriebnahme des Getriebepfstands und dem Umbau des Prüfraumes ist eine Lagerkraft-Messeinrichtung zur experimentellen Erfassung der dynamischen Lagerkraft innerhalb des Getriebes zu entwickeln. Diese Kraftmesseinrichtung soll an der Schnittstelle zwischen dem Lageraußenring und dem Lagersitz innerhalb des Getriebegehäuses verbaut werden und die dynamischen Lagerkräfte in drei (Raum-) Richtungen aufzeichnen. Damit soll die berechnete Schwingungsanregung durch den Zahneingriff validiert werden. Zur Schmierung des Zahneingriffes und der Lagerstellen soll eine computergesteuerte Ölschmierung entwickelt werden, die im Temperaturbereich zwischen 40 °C und 75 °C einstellbar ist, um die Schmierstoffviskosität frei anzupassen. Dazu ist ein geeignetes Konzept zur Einspritzung des temperierten Schmierstoffes in den Zahneingriff der Stirnradstufe innerhalb des Getriebegehäuses zu entwickeln und zu realisieren, und zwar so, dass ebenso die Lagerstellen mit dem Schmierstoff versorgt werden.

- Berechnung der Schwingungsanregung

Die Schwingungsanregung des Getriebegehäuses entsteht beim isoliert betrachteten Gehäuse hauptsächlich im Zahneingriff der lastübertragenden Stirnradstufe. Über die An- und die Abtriebswelle sowie die im Getriebe verbauten Fest- und Loslager werden die Schwingungen in das Getriebegehäuse übertragen und regen dieses zum Schwingen an [16], [30], [35]. Dieser

Mechanismus soll mit einem Mehrkörper-Simulationsmodell nachgebildet werden. Die mit der Mehrkörper-Simulation berechnete dynamische Lagerkraft soll durch die Messungen validiert werden. Dabei soll die neuentwickelte Lagerkraft-Messeinrichtung ebenfalls in der MKS-Umgebung abgebildet werden, um damit die berechneten Lagerkräfte am gleichen Ort abnehmen zu können. Das - sowohl rechnerisch als auch experimentell ermittelte - Frequenzspektrum der lastfallabhängigen dynamischen Lagerkraft ist als reale Anregung zu verstehen und am Lagersitz des Finite-Elemente-Modells zu applizieren, um damit die Frequenzganganalyse durchzuführen. Es soll auf diese Weise eine simulationstechnische Grundlage geschaffen werden, um genaue Prognosen zum Schallabstrahlverhalten in verschiedenen Betriebszuständen zu ermöglichen.

Insgesamt soll mit diesem Vorgehen an der Stelle „Frequenzganganalyse“ der Berechnungskette der Stand des Wissens deutlich erweitert werden. Die neue Art, dynamische Lagerkräfte experimentell zu erfassen, soll der Validierung der erstellten Berechnungsmodelle und der erhaltenen Ergebnisse dienen. Zusätzlich sollen die Auswirkungen der unterschiedlichen Schmierstoffviskositäten im Hinblick auf die Anregungskräfte und die emittierte Schallleistung bewertet werden. Ebenso ist die berechnete abgestrahlte Schallleistung in stationären Betriebspunkten mit der im Prüfraum mit schallharten Wänden gemessenen Schallleistung zu vergleichen und zu bewerten.

Durch diese Kombination aus experimentellen und rechnerischen Untersuchungen soll die in [18] und [53] entwickelte Berechnungskette zur Simulation der Schallabstrahlung von Fahrzeuggetrieben auf eine neue realitätsnähere Basis gestellt und um wesentliche Punkte erweitert werden.

4 Entwicklung und Aufbau der Versuchseinrichtungen

Dieses Kapitel beschreibt die Versuchseinrichtungen, die zur Durchführung der experimentellen Untersuchungen notwendig waren und zum großen Teil neu erstellt werden mussten. Insbesondere beschreibt es den Umbau des Prüfstandsraumes in einen Prüfraum mit schallharten Wänden und den Aufbau des Getriebeprüfstandes. Ebenso wird neben der Ölkonditionierung die Umsetzung des Konzeptes zur Messung der dynamischen Lagerkraft innerhalb des Getriebegehäuses erläutert.

4.1 Umbau des Prüfstandsraumes in einen Prüfraum mit schallharten Wänden

Experimentelle Untersuchungen in jedweder Richtung fordern genormte Vorschriften zur Bereitstellung definierter Randbedingungen im Umfeld der durchgeführten Messungen. Hierfür treten DIN-Normen in den Vordergrund, die gleichzeitig Vorgaben über die Beschaffenheit von Prüfräumen definieren.

Im Labor für Strukturmechanik und Akustik der Hochschule Ulm wurde nach gründlichen Voruntersuchungen der Prüfstandsraum bestimmt, welcher die geforderten Rahmenbedingungen laut der heranzuziehenden Norm erfüllt. Werden Messungen zur Geräuschemission an Maschinen durchgeführt, geben Normen zur Gewährleistung einer hohen Aussagekraft der Messungen definierte Richtlinien vor. Dabei werden nicht nur die Vorgehensweise zur Messwerterfassung und -auswertung der aufgezeichneten Daten vorgeschrieben sondern auch die Eigenschaften der Räumlichkeiten, in denen sich der Prüfling befindet. Die vorgeschriebenen Eigenschaften des Prüfraumes müssen durch Vermessen der Vergleichsstandardabweichung in Oktavbändern nachgewiesen werden. Die Aufgabe des Prüfraumes ist es, ein Diffusschallfeld zu erzeugen. Dieses besteht hauptsächlich aus reflektiertem Schall, welcher von den Begrenzungsflächen des Prüfraumes reflektiert wird. Um dies zu gewährleisten, dürfen die Oberflächen des Raumes einen Schallabsorptionsgrad von 0,20 nicht überschreiten [47]. In der unmittelbaren Umgebung des Prüflings herrscht überwiegend Direktschall, welcher von den Raumbegrenzungsflächen reflektiert wird und das Diffusschallfeld bildet. Innerhalb des Diffusschallfeldes im Prüfraum entsteht durchgängig die gleiche Schallintensität, in der die Messwerterfassung stattfindet.

4.1.1 Vorgehensweise nach DIN EN ISO 3740 zur Bestimmung der Schallleistung bei Geräuschquellen

Die folgende Beschreibung der Grundnormen ist nur ein Auszug und dient lediglich der Herausstellung der wichtigsten Kriterien bei der Auswahl des Messverfahrens.

Als Leitlinie zur Bestimmung der Schallleistung bei Geräuschquellen ist die DIN EN ISO 3740 heranzuziehen. Sie umfasst die möglichen Messverfahren und gibt eine Hilfestellung zur richtigen Auswahl der notwendigen Grundnormen. Als wichtigstes Kriterium bestimmt die geforderte Genauigkeitsklasse der Messung die zu verwendenden Grundnormen. Diese wird durch die Art der Schallquelle, der Umgebung, des abgestrahlten Geräusches und der geforderten Gründlichkeit definiert. Es sind drei Genauigkeitsklassen festgelegt:

- Genauigkeitsklasse 1 – Präzisionsverfahren
- Genauigkeitsklasse 2 – Laborverfahren
- Genauigkeitsklasse 3 – Übersichtsverfahren

Die Messunsicherheit ist geringer, wenn ein präziseres Verfahren gewählt wird, allerdings ist der Messaufwand dementsprechend größer. Nach DIN EN ISO 12001 ist die bevorzugte Klasse für Geräuschmessnormen von Maschinen die Genauigkeitsklasse 2. Die Messverfahren jener Normen zeigen unter Einhaltung der definierten Vorgehensweisen einen ausreichenden Qualitätsanspruch, außer es kann gezeigt werden, dass die Anwendung eines Verfahrens der Genauigkeitsklasse 2 nicht möglich ist [43], [45]. Die nachfolgend beschriebenen Rahmenbedingungen treffen die Anforderungen der Genauigkeitsklasse 2, welche zur Geräuschemissionsermittlung im Prüfstandsraum festgelegt wurde.

Die Genauigkeitsklasse 2, das vermessene Raumvolumen von 43 m^3 (Vorschrift: $40 \text{ m}^3 < \text{Raumvolumen} < 70 \text{ m}^3$) und die richtige Bezugsquadergröße von $0,17 \text{ m}^3$ der Geräuschquelle (Vorschrift: maximal $\frac{\text{Raumvolumen}}{40}$) definieren DIN EN ISO 3743-1 als zu verwendende Grundnorm. Die Bezugsquadergröße beschreibt die Größe, die ein Quader einnehmen würde, dessen gerade Flächen den Prüfling umschließen. Laut festgelegter Grundnorm muss der Prüfraum mit schallharten Wänden ausgestattet sein, und der Prüfling muss während der Messungen mittig im Raum platziert sein.

Des weiteren ist diese Norm für kleine transportable Geräuschquellen anzuwenden. Abb. 4-1 zeigt eine Übersicht über die bestehenden Normen, deren Anwendungsbereiche, und kann als logische Reihenfolge zur Bestimmung der zu verwendenden Grundnorm von oben nach unten betrachtet werden. Auffällig ist der Einfluss der Prüfumgebung, welcher als Hauptentscheidungskpunkt nach der Genauigkeitsklasse für die heranzuziehende Grundnorm dient.

		ISO 3741	ISO 3743-1	ISO 3743-2	ISO 3744	ISO 3745	ISO 3746	ISO 3747	ISO 9614-1	ISO 9614-2
Genauigkeitsklasse	1 (Präzisionsverfahren) 2 (Technisches Verfahren) 3 (Übersichtsverfahren)	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Prüfumgebung speziell für die Bestimmung der Schalleistung ausgelegt	Halbraum Sonder-Halbraum Reflexionsarmer Raum Reflexionsarmer Halbraum Prüfraum mit schallharten Wänden	x		x	x ^a	x				
Prüfumgebung am Einsatzort	– In Räumen mit ausreichend halligem Schallfeld – In Räumen mit einem annähernd freien Schallfeld über einer reflektierenden Ebene – Im Freien und in Räumen mit einem im Wesentlichen freien Schallfeld über einer reflektierenden Ebene				x		x ^b	x	x	x
Fremdgeräuschpegel	$\Delta L \geq 10$ dB $\Delta L \geq 6$ dB $\Delta L \geq 3$ dB $\Delta L < 3$ dB	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Charakter des Geräusches	Alle Arten nach ISO 12001 Alle Arten, außer Einzelpulsen Stationär	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Messgeräte (siehe Tabelle 1)	Schallpegelmesser: Klasse 1 Klasse 2 Integrierender Schallpegelmesser: Klasse 1 Klasse 2 Bandpassfilter Klasse 1 Schallintensitätssonde	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Ermittelbare Schalleistungspegel	Terzpegel Oktavpegel A-bewertete Pegel	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Weitere mögliche Aussagen	Andere Frequenzbewertungen Richtwirkung Zeitstruktur	x	x	x	x	x	x	x	x	x
a Umgebungskorrektur $K_5 \leq 2$ dB b Umgebungskorrektur $K_2 \leq 7$ dB x anwendbar										
c untere Grenze ungefähr –10 dB, ist jedoch von den Messbedingungen abhängig d A-bewertet (aus den Oktavbändern von 63 Hz bis 4 000 Hz oder aus den Terzbändern von 50 Hz bis 6 300 Hz)										

Abb. 4-1: Auswahlhilfe zum gewählten Messverfahren [47]

Der Anwendungsbereich eines Prüfraumes mit schallharten Wänden umfasst die messtechnische Bestimmung der Nachhallzeit, der Schallabsorptionsgrade jeglicher Materialien, der Schalleistung von Geräten und Maschinen und der Übertragungsfunktion des Prüfraumes [46], [47], [48].

4.1.2 Optimierung des Prüfraumes mit schallharten Wänden

Die Ausgangsbedingungen vor den notwendigen Umbaumaßnahmen war ein Raum mit einem Volumen von 48 m³, dessen Begrenzungswände mit schallharter Wandfarbe bestrichen und dessen Decke mit Holz verkleidet

waren. Abb. 4-2 zeigt den schematischen Aufbau des Prüfraumes im Ausgangszustand. Zur Bewertung der durchgeführten Umbaumaßnahmen wurde der Raum im Ausgangszustand sowie nach dem Umbau vermessen.

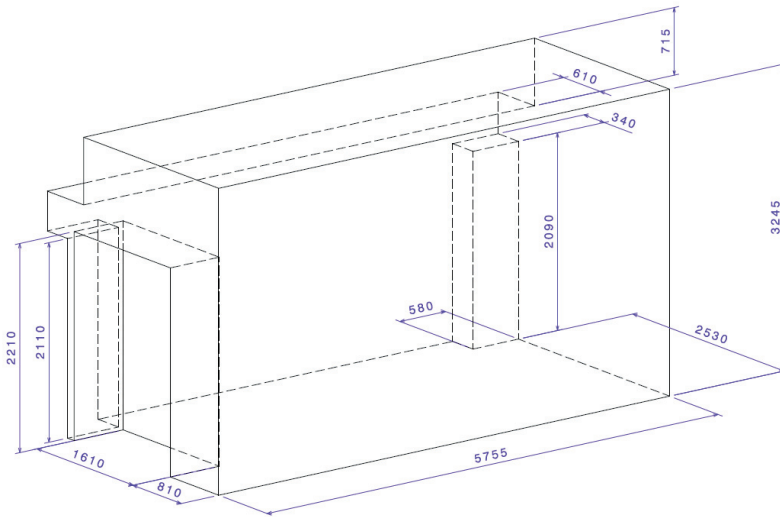


Abb. 4-2: Prüfraum im Ausgangszustand; Längenangaben in mm [22]

Das wichtigste Bewertungskriterium für einen Prüfraum mit schallharten Wänden ist die Vergleichsstandardabweichung σ_{RO} . Sie bewertet die Differenz der A-bewerteten Oktavband-Schalldruckpegel zwischen beliebigen Paaren unterschiedlicher Geräuschquellenpositionen. Als Grenzwert in dem betrachteten Frequenzbereich von 500 Hz bis 10 000 Hz darf eine Vergleichsstandardabweichung von $\sigma_{RO} = 1,5$ dB nicht überschritten werden. Die Nachhallzeit in einem Prüfraum mit schallharten Wänden sollte im Bereich von $T_{60} = 1-2$ s liegen. Zum Abschätzen des Einflusses der Änderung der Raumboberflächenbeschaffenheit kann mit Hilfe der Sabinschen Formel die Nachhallzeit berechnet werden [46].

$$T_{60} = 0,163 \frac{\text{Raumvolumen}}{\sum \text{Produkte von Oberfläche und Schallabsorptionsgrad}} \quad (4-1)$$

Als drittes Bewertungskriterium wurde die Übertragungsfunktion des Raumes aufgezeichnet. Sie gibt Aufschluss über die Diffusität im Raum. Ein

ideales Diffusschallfeld beschreibt einen im zu messenden Frequenzbereich identischen Schalldruckpegelverlust an jeder Stelle im Prüfraum. Da dieses Verhalten in der Praxis nur schwer zu erreichen ist, wurden im Prüfraum in zwei horizontalen Ebenen die Schalldruckpegelverluste im Frequenzbereich von 500 Hz bis 10 000 Hz gemessen. Die ausgewerteten Frequenzplots helfen bei der Bestimmung der Mikrofonpositionen, die zur Messung der Schallleistung verwendet werden. Tab. 4-1 zeigt die Ergebnisse der Optimierung des Prüfraumes mit schallharten Wänden.

	Raum vor Umbau	Raum nach Umbau
Vergleichstandard- abweichung σ_{RO}	2,3 dB	1,5 dB
Nachhallzeit T_{60} gemessen	1,58 s	1,69 s
Nachhallzeit T_{60} berechnet	1,60 s	1,92 s
Untere Grenzfrequenz f_u	365,2 Hz	396,5 Hz

Tab. 4-1: Bewertung Umbaumaßnahmen

Die Umgestaltung der Decke im Raum mit schallharten Diffusorplatten verändert die Diffusität im Prüfraum positiv. Die Vergleichstandardabweichung erreicht nun den geforderten Sollwert. Die Nachhallzeit befand sich schon vor dem Umbau im richtigen Bereich, dennoch ist die Beeinflussung durch die Umgestaltung sichtbar. Wie erwartet erhöht sich die zu messenden untere Grenzfrequenz. Mit der Schröderfrequenz lässt sich die untere Grenzfrequenz berechnen, unter welcher aufgrund der Entstehung von stehenden Wellen keine Schallleistungsmessung erfolgen darf. Folgender Zusammenhang besteht zwischen ihr, dem Raumvolumen und der Nachhallzeit:

$$f_u = 2000 \sqrt{\frac{T_{60}}{\text{Raumvolumen}}} \quad (4-2)$$

Die Bewertung der Diffusität im Prüfraum ist in Abb. 4-3 dargestellt. Beispielhaft ist das Oktavband mit einer Mittenfrequenz von 1 000 Hz vor und nach dem Umbau aufgezeigt. Es ist deutlich zu erkennen, dass nach dem Umbau eine gleichmäßigere Verteilung der Schalldruckpegelverluste er-

reicht wird. Daraus werden zwei Messpunkte für die Schallleistungsmessung definiert. Die beiden Punkte befinden sich in der raumhalbierenden Längsachse im durch die DIN-Normen vorgegebenen Abstand zu den Raumbegrenzungsflächen und zueinander.

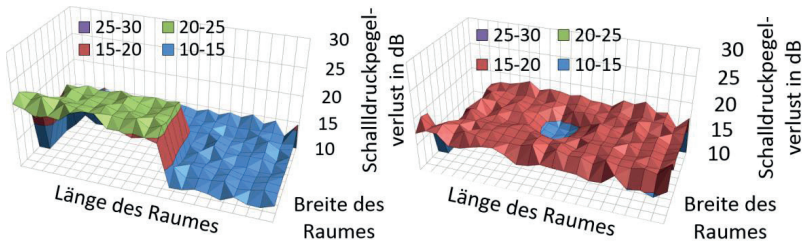


Abb. 4-3: Schalldruckpegelverlust bei 1 000 Hz, links vor Umbau, rechts nach Umbau [9]

Der umgebaute Prüfraum mit schallharten Wänden ist in Abb. 4-4 dargestellt. Damit das Raumvolumen nicht unter die vorgeschriebene Mindestgröße fällt, wurde nur eine mit schallharten Diffusorplatten schräg verlaufende Decke eingezogen.

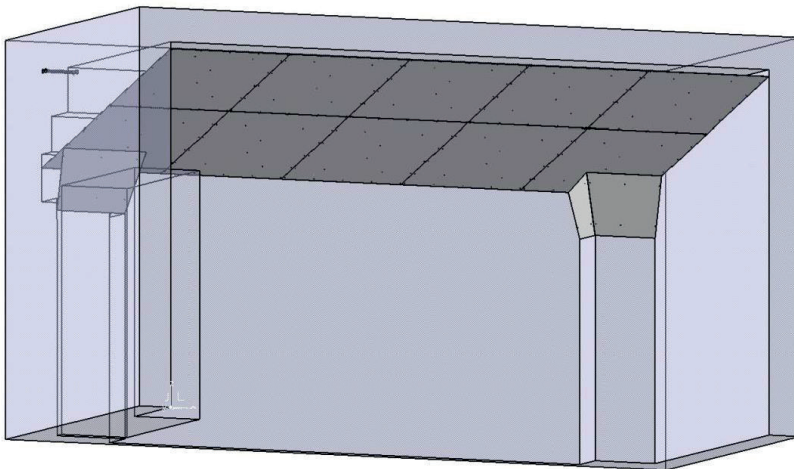


Abb. 4-4: Optimierter Prüfraum mit Diffusorplatten [22]

Fazit

Die nach dem Umbau durchgeführten Messungen der Raumeigenschaften über die Vergleichstandardabweichung, die Nachhallzeit und die Diffusität des Prüfraumes zeigen die eingehaltenen Vorschriften nach den Grundnormen. Schallleistungsmessungen nach DIN EN ISO 3743-1 können somit durchgeführt werden.

4.2 Entwicklung, Aufbau und Funktion des Getriebeprüfstands

Die Hauptmotivation für den Umbau des Prüfstandsraumes in einen Prüfraum mit schallharten Wänden ist die Absicht, Schallleistungsmessungen an Getrieben durchzuführen. Die im Anschluss folgende Aufgabe ist die Entwicklung eines Prüfstandkonzeptes, welches den Anforderungen, hauptsächlich den Drehzahl- und Drehmomentbereich betreffend, entspricht. Mit dem aktuellen modifizierten Pkw-Schaltgetriebe sollen u. a. Messungen zur Geräuschentwicklung im üblichen Betriebsbereich durchgeführt werden. Deshalb wurde der Arbeitsbereich des Prüfstandes für die experimentellen Untersuchungen in einen Drehzahlbereich von $1\,000\text{ min}^{-1}$ bis $3\,500\text{ min}^{-1}$ und bis zu einem maximalen Drehmoment von 140 Nm festgelegt.

Gängige Prüfstandskonzepte im Bereich des Getriebeversuches sind z. B. mechanisch gespannte Antriebssysteme, oder das Zusammenwirken von elektrischem Antrieb und Wirbelstrombremse [44]. Eine weitere Variante ist die elektrische Verspannung von Antriebs- und Abtriebsmaschine, die in diesem Fall angewendet wird. Zwei identische Drehstrom-Asynchronmaschinen werden über einen Leistungskreis elektrisch miteinander verbunden. Treibt die als „Motor“ gesteuerte Asynchronmaschine die als „Generator“ gesteuerte an, wird die erzeugte Energie über den Leistungskreis wieder dem „Motor“ zugeführt. Bei dieser Variante ist für den Stromverbrauch aus dem öffentlichen Netz ausschließlich der Wirkungsgrad des Antriebsstranges verantwortlich. Aus diesem Grund ist dieses Antriebskonzept sehr energiesparend und findet im industriellen Bereich oft Anwendung [64], [75].

Die beiden ausgewählten Drehstrom-Asynchronmotoren besitzen folgende Eckdaten:

- Typ DRL 180 LC4 (SEW)
- Nenndrehmoment 140 Nm
- Nenndrehzahl 3 000 min^{-1}
- Maximale Motordrehzahl 4 500 min^{-1}

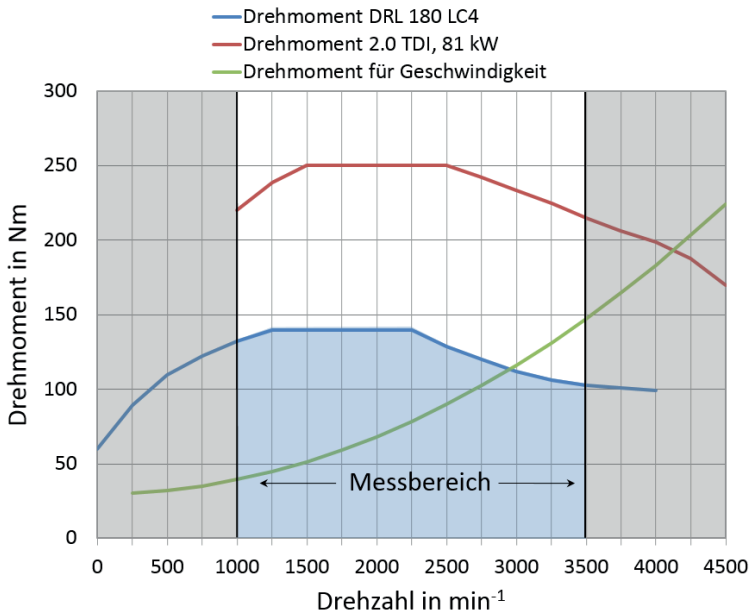


Abb. 4-5: Messbereich im Vergleich zu Standardmotor und Fahrkennlinie [75]

Die grafische Darstellung in Abb. 4-5 zeigt den festgelegten Messbereich, der sich unterhalb der Drehmomentkurve der Asynchronmaschine (blau) und im o. a. Drehzahlbereich befindet. Zur Unterstützung der Übersichtlichkeit ist eine Drehmomentkurve eines derzeitigen Standard-Verbrennungsmotors (rot) und die Drehmomentanforderung bei einer konstant gefahrenen Geschwindigkeit (grün) dargestellt. Dafür sei vereinfacht

angenommen, dass eine Motordrehzahl von $2\,000\text{ min}^{-1}$ für eine Geschwindigkeit von 100 km/h steht. Dementsprechend folgt der doppelten Motordrehzahl die doppelte Fahrgeschwindigkeit [75].

$$M = \frac{P \times 9550}{n} \quad (4-3)$$

$$P = F_{Widerstand} \times v_{Fahrzeug} \quad (4-4)$$

$$F_{Widerstand} = F_{Luft} + F_{Roll} + F_{Steig} \quad (4-5)$$

Gleichung (4-3) bis (4-5) beschreiben den Zusammenhang zwischen Fahrgeschwindigkeit und notwendigem Drehmoment.

Das eigenentwickelte Prüfstandsbett wird aus ITEM-Profilen konstruiert und besteht grundsätzlich aus zwei Teilen, die mit acht Federn zur Schwingungsisolierung verbunden sind. Die Masse des gesamten Aufbaus inklusive beider Asynchronmaschinen, dem Getriebe, aller notwendiger Wellenverbinder und Anbauteile beläuft sich auf ca. $1\,200\text{ kg}$. Jede Feder besitzt eine Federkonstante von $76,9\text{ N/mm}$. Daraus resultiert eine Eigenkreisfrequenz des Prüfstandsaufbaus von $3,6\text{ Hz}$ (nach Gleichung (4-6)) [56], [64].

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (4-6)$$

Die Federn zur Schwingungsisolierung des zweiteiligen fahrbaren Prüfstandsbetts und der Aufbau des Getriebeprüfstands sind in Abb. 4-6 dokumentiert.

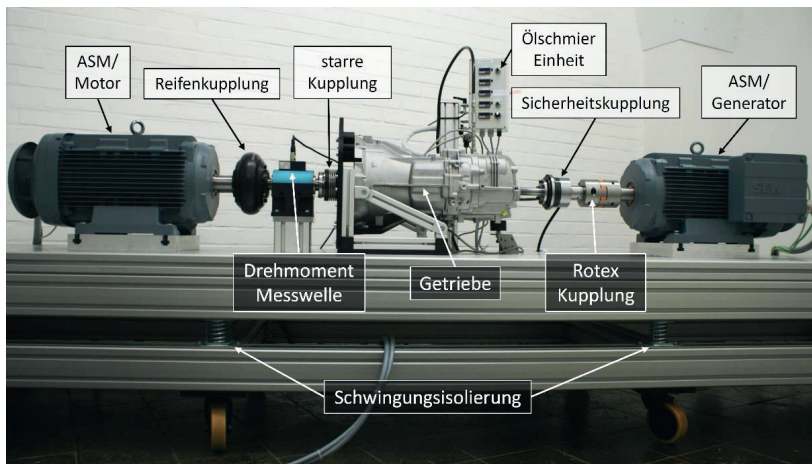


Abb. 4-6: Getriebepfprüfstand

Die Antriebsmaschine (Abb. 4-6 links) ist mit einer Reifenkupplung zur elektrischen Isolierung mit der Drehmomentmesswelle verbunden. Eine starre Balgkupplung verbindet die Messwelle mit der Getriebeeingangswelle. Die Sicherheitskupplung ist als schwächstes Glied im Antriebsstrang ausgelegt und dient damit zum Schutz der verbauten Zahnräder und der Messtechnik. Grundsätzlich befindet sich im Inneren dieser Kupplung eine Tellerfeder, die gehärtete Kugeln in Ansenkungen drückt. Bei Überschreiten des eingestellten Ausrückmoments drücken die Kugeln die Tellerfeder durch, und der Antriebsstrang wird getrennt. Bei stehenden Motoren wird die Kupplung wieder in ihre Ausgangslage gebracht. Im Falle eines Defektes im Antriebsstrang werden mit diesem Sicherheitssystem hohe Instandsetzungskosten und Betriebsausfallzeiten vermieden. Eine Rotex-Klauenkupplung verbindet schließlich die Abtriebsmaschine mit der Sicherheitskupplung.

Die Steuerung des Prüfstandes und die Aufzeichnung der Messdaten erfolgen mit LabView. Dazu wurden zwei autarke Systeme entwickelt. Die Prüfstandssteuerung gibt die Solldrehzahl und das Solldrehmoment der Antriebsmaschinen vor und regelt die Solltemperatur des Schmiermittels ein. Das System der Messdatenerfassung zeichnet die Signale der Kraft-, der Beschleunigungssensoren und der Mikrofone auf. Es ist flexibel konzipiert

und lässt ausreichend Freiraum für zukünftige messtechnische Erweiterungen. Die Messdaten können im Bereich der Systemgrenzen in beliebiger Abtastfrequenz und Aufzeichnungslänge gespeichert werden. Automatisiert erstellbare Frequenzplots und Wasserfalldiagramme unterstützen die Bewertung der aufgezeichneten Messsignale.

4.3 Aufbau und Funktion der Ölkonditionierung

Die Ölschmiereinheit für das Prüfgetriebe ist als eigenständiges System unabhängig vom Prüfstandsaufbau konzipiert. Das Ziel ist die definierte Schmierung des Zahnradpaares mit einem Schmierstoff, dessen Viskosität genau einstellbar ist, um Einflüsse auf die Geräuschentwicklung festzustellen. Innerhalb des Getriebegehäusedeckels ist eine Einspritzdüse befestigt. Der Schmierstoff wird durch eine Öffnung der Düse von 140 μm gedrückt. Bei einem Betriebsdruck zwischen 10 bar und 20 bar, abhängig von der Temperatur des Schmierstoffes, entsteht ein Fächerstrahl, der die beiden Zahnräder mit Öl benetzt. Der sich im Gehäuse verteilende Sprühnebel schmiert außerdem die Lagerstellen. Durch eine Ölablassschraube fließt das Öl ab und wird zurück in den Öltank geleitet. Ein 60 μm -Ansaugfilter und ein 40 μm -Leitungsfiler, der unmittelbar vor der Einspritzdüse sitzt, verhindern ein Verstopfen der feinen Düse. Abb. 4-7 zeigt den schematischen Aufbau des Schmiersystems. Aus einem Zehn-Liter-Tank wird das Öl von einer elektrischen Pumpe angesaugt, gefiltert und auf die Stirnradstufe gespritzt. Ein Drucksensor und zwei Temperatursensoren überwachen das System. Zum Schutz der verbauten Einheiten ist ein Überdruckventil vorhanden, das beim Verstopfen der Einspritzdüse das Öl auf direktem Weg in den Tank zurückleitet. Der Öffnungsdruck dieses Ventils ist auf 27 bar eingestellt, da im Öl auch im kalten Zustand ein Einspritzdruck von 20 bar nicht überschritten wird. Bei der Schmiermittelauswahl wurden die Eigenschaften gängiger Getriebeöle verglichen [70].

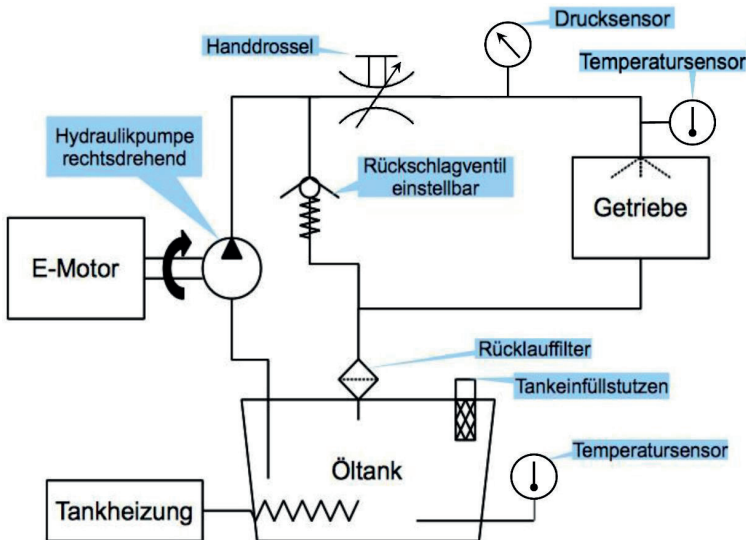


Abb. 4-7: Schematische Darstellung des Schmiersystems [70]

Als Schmiermittel wird das Referenz-Öl FVA 3 ausgewählt. Dieses Schmiermittel bildet zum größten Teil das Temperatur-Viskositätsverhalten der gängigen Getriebeöle ab. Die Temperatur des Schmiermittels kann zwischen 40 °C und 75 °C eingestellt werden. Ein Heizstab mit einer Heizleistung von 750 W erwärmt das Öl im Tank. Die maximale Heizleistung ist so gewählt, dass das Öl nicht am Heizstab verbrennt. Im einstellbaren Temperaturbereich resultieren folgende Grenzen der kinematischen Viskosität:

- $\nu_{min} = 20 \text{ mm}^2/\text{s}$
- $\nu_{max} = 140 \text{ mm}^2/\text{s}$

Mit Hilfe dieser Ölkonditionierung soll der Einfluss der Viskosität des Schmierstoffes auf die Schwingungsanregung und die Geräuschentwicklung möglichst präzise erfasst werden.

4.4 Umbau ZF-Getriebe S6-53

Das für die durchgeführten Untersuchungen verwendete Getriebe ist das Sechsgang-Getriebe S6-53 der Firma ZF. Dieses manuelle Schaltgetriebe ist

für Mittelklasse-Pkws ausgelegt und überträgt für den Serieneinsatz ein maximales Drehmoment von 600 Nm in der Variante für Otto- und 500 Nm in der für Dieselmotoren [52]. Ziel der experimentellen Untersuchungen ist die Erfassung der Schwingungsanregung des Getriebegehäuses im Lager-sitz. Zur Reduzierung der Komplexität des Getriebeantriebsstranges wurden die inneren Bauteile entfernt und ein neuer Antriebsstrang mit lediglich einer außenverzahnten Stirnradstufe - in den Varianten gerad- und schrägverzahnt - konstruiert. Diese Maßnahme schafft nicht nur den Raum für die Lagerkraft-Messeinrichtung, sondern erleichtert auch die Zuordnung der Amplituden zu deren Ursachen in den Frequenzplots der dynamischen Lagerkraft. Anregungsfrequenzen, welche z. B. durch Losradklappen oder die Synchronisierung im originalen Getriebe entstehen können, sind damit im Messsignal des neuen Antriebsstranges nicht enthalten.

4.4.1 Modifiziertes Lagerkonzept

Das Lagerkonzept greift auf die vorhandenen Lagerstellen im Gehäuse zurück. Es wurde allerdings für die Lagerkraft-Messeinrichtung weiter modifiziert (siehe Kap. 4.5).

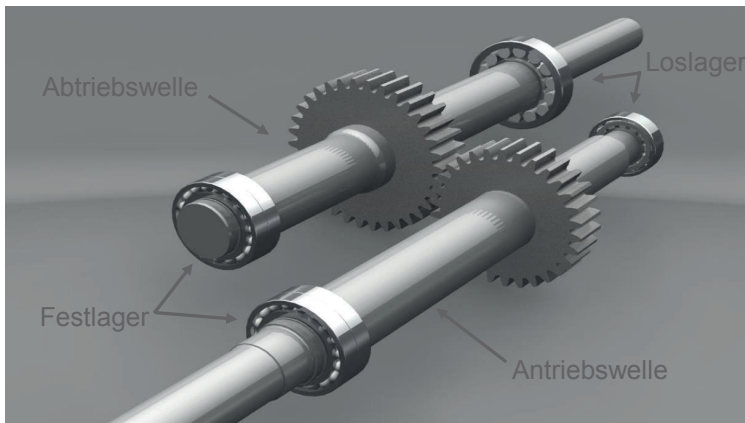


Abb. 4-8: Antriebsstrang in der Variante geradverzahnt [32]

Abb. 4-8 zeigt den neu entwickelten Antriebsstrang mit der geradverzahnten Stirnradstufe und den vier Lagerstellen. Die beiden Festlager bestehen aufgrund des Wellendurchmessers, des vorgegebenen Lagersitzes und der Belastung aus je zwei identischen Spindellagern, Typ B71907E.T.P4S.UL

der Firma FAG. Die Festlager der Antriebswelle wurden in den ursprünglichen Lagersitz des Gehäuses eingepresst. Die Lager der Abtriebswelle sind über die Lagerkraft-Messeinrichtung indirekt mit dem Gehäuse verbunden. Die beiden Loslager in Abb. 4-8 sitzen im Getriebegehäusedeckel und wurden als einreihige Zylinderrollenlager ausgelegt, Typ NU207E.TVP2 und NU204E.TVP2 der Firma FAG. Dies erleichtert den Zusammenbau bzw. den Umbau und die Zugänglichkeit bei Montagearbeiten, wenn das Getriebe auf dem Prüfstand eingebaut ist.

4.4.2 Auslegung der Stirnradstufen

Nachdem das Lagerkonzept anhand der engen, durch das Gehäuse vorgegebenen Randbedingungen festgelegt wurde, folgte die Auslegung der Stirnradsätze mit dem Ziel, absichtlich eine große Schwingungsanregung zu erreichen. „Laute“ Stirnradstufen erzeugen größere dynamische Kräfte und regen damit das Getriebegehäuse stärker zum Schwingen an. Dies erleichtert die Bewertung und die Zuordnung der Frequenzamplituden zu deren Geräuschquellen bei der Auswertung der aufgezeichneten dynamischen Lagerkräfte. Im Folgenden sind die Parameter erläutert, die zur Beeinflussung der Geräuschcharakteristik bei der Zahnradauslegung berücksichtigt wurden [16], [56], [63], [76], [87]:

Zahnfedersteifigkeit

Die sich periodisch ändernde Zahnfedersteifigkeit und die unterschiedliche Anzahl der sich im Eingriff befindenden Zahnpaare stellen eine Parametererregung dar.

Ein- und Austrittsimpuls

Die sich unter Last verbiegenden Zähne bewirken einen verfrühten Kontakt zwischen dem in Eingriff kommenden Zahnpaar und verursachen den Eintrittsstoß. Der Austrittsstoß ist ebenfalls lastbedingt. Die sich im Eingriff befindenden Zahnpaare bleiben aufgrund der Verformung über das theoretische Eingriffsende hinaus in Kontakt. Die übertragene Kraft des sich entfernenden Zahnpaares wird auf die in Kontakt stehenden Zahnpaare schlagartig übertragen und erzeugt eine Kraftanregung an diesem Zahnradpaar.

Wälzkreisimpuls

Der Wälzkreisimpuls entsteht im Moment der Gleitrichtungsumkehr der beiden Zahnflanken.

Nach der Bestimmung der Einflussparameter wurden mit dem Simulationstool KissSoft systematische Iterationsschleifen zur Festlegung der „lautes-ten“ Zahnradpaarungen (gerad- und schrägverzahnt) durchgeführt. Das Hauptaugenmerk lag dabei auf der Maximierung des Moduls und der Minimierung der Zähnezahl. Anschließende Berechnungen zur Lebensdauer und zur Sicherheit für die Zahnfußspannung und die Flankenpressung belegen die ausreichende Festigkeit der gewählten Zahnradpaarungen für den Prüfstandsbetrieb. In Tab. 4-2 sind die Eigenschaften der Stirnradstufen aufgeführt [32].

	geradverzahnt	schrägverzahnt
Zähnezahl Zahnrad	34	24
Zähnezahl Ritzel	30	21
Übersetzungsverhältnis	1,133	1,143
Modul	3 mm	4 mm
Bezugsprofil	DIN 867	DIN 867
Verzahnungsqualität	7 d 26	7 d 26
Schrägungswinkel	0°	20°
Gesamtüberdeckung	1,75	2,17
Achsabstand im Gehäuse	95 mm	95 mm
Sicherheit Zahnfußspg.	3,43	4,22
Sicherheit Flankenpressung	1,47	1,48

Tab. 4-2: Eigenschaften der Stirnradsätze gerad- und schrägverzahnt

Durch den Umbau des Getriebes auf eine einstufige, außenverzahnte Stirnradstufe (gerad- und schrägverzahnt) konnte die Komplexität reduziert und

die Auswertbarkeit der Messsignale optimiert werden. Im Hinblick auf die beiden Wellensätze wurde eine Aufbauvariante konstruiert, die die Zugänglichkeit der verbauten Getriebeinnenteile und das Tauschen der Wellen unterstützt.

4.5 Messung der dynamischen Lagerkraft

In diesem Kapitel werden der Aufbau und die Funktion des entwickelten Messsystems beschrieben. Die Lagerkraft-Messeinrichtung ermöglicht es, die Schwingungsanregung des Getriebegehäuses mit piezoelektrischen Kraftsensoren zu erfassen. Die durch den Zahneingriff erzeugten dynamischen Kräfte werden über die Wirkkette „Zahneingriff → Welle → Lager“ auf das Getriebegehäuse übertragen. Die dynamischen Lagerkräfte enthalten ebenso Schwingungsinformationen der Wellen und der Lager, die durch die dynamischen Eigenschaften dieser Bauteile auf das Trägersignal, das vom Zahneingriff ausgeht, moduliert werden. Anschließend treten im Lagersitz diese dynamischen Kräfte in das Getriebegehäuse über und regen es zum Schwingen an. Im Mehrkörper-Simulationsmodell des Antriebsstranges wird die dynamische Lagerkraft am Lageraußenring berechnet, da dieser als Schnittstelle zwischen dem Antriebsstrang und dem Getriebegehäuse definiert ist. Zur Validierung des Modells ist die genaue experimentelle Erfassung der dynamischen Lagerkräfte notwendig. Die neu entwickelte Lagerkraft-Messeinrichtung ermöglicht den messtechnischen Einblick in den Pressverbund zwischen Lageraußenring und Lagersitz.

4.5.1 Umsetzung Messkonzept

Zum Einsatz kommen vier piezoelektrische Dreikomponenten-Kraftsensoren der Firma Kistler, die zu einem Dynamometer verschaltet sind [28], [68]. Die Kraftsensoren sind aus drei Quarzringen aufgebaut, je einer für die zu messende Krafrichtung, die proportional zur anliegenden Kraft eine Ladung abgeben. Eine Summierbox fasst die Signale der vier Sensoren zusammen, die im Ladungsverstärker zu einem analogen Spannungssignal aufbereitet werden. Diese Signale werden mit Messkarten erfasst und mit einem selbst programmierten Messprogramm gespeichert und ausgewertet. Das in der LabView-Umgebung erstellte Tool ermöglicht beispielsweise die Erstellung von Frequenzplots oder Wasserfalldiagrammen. Die Aufzeichnungslänge und die Abtastrate können der Messung entsprechend flexibel

eingestellt werden. Eine Prinzipdarstellung der Messkette ist in Abb. 4-9 dargestellt.

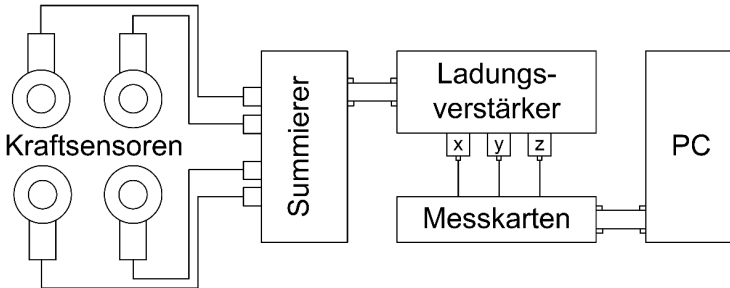


Abb. 4-9: Prinzipdarstellung der Messkette [28]

Die Besonderheit der Messung der dynamischen Lagerkraft liegt in der Art des Einbaus der piezoelektrischen Kraftsensoren. Um die Kräfte, die am Lageraußenring das Gehäuse zum Schwingen anregen, aufzeichnen zu können, war es notwendig, den Lagersitz zu modifizieren. Dazu wurden zwei präzise gefertigte Stahlblöcke entwickelt, die im Folgenden als „Teil I“ und „Teil II“ bezeichnet werden.

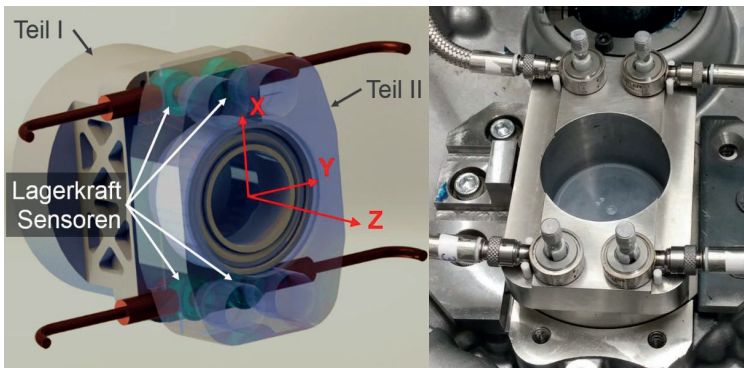


Abb. 4-10: Teil I, Teil II und Kraftsensoren der Lagerkraft-Messeinrichtung (links); Teil I mit Kraftsensoren im Getriebegehäuse eingebaut (rechts)

Die konstruktive Umsetzung und der ins Getriebegehäuse eingebaute Teil I mit den Kraftsensoren sind in Abb. 4-10 auf der rechten Seite dargestellt.

Teil I der Lagerkraft-Messeinrichtung wird in den Lagersitz des Gehäuses eingepresst. Zwischen Teil I und Teil II sitzen die vier auf die gleiche Höhe abgeschliffenen Kraftsensoren, die mit einer Anzugskraft von 10 kN vorgespannt sind. Dadurch wird die Übertragung der Schubkräfte in x- und y-Richtung gewährleistet. Die Berührflächen der Sensoren von Teil I und Teil II sind in der vom Hersteller geforderten Genauigkeit gefertigt, da minimale Abweichungen, beispielsweise in der Parallelität, falsche Messwerte zur Folge haben können. In Teil II befindet sich der Lagersitz, der die beiden Spindellager zur Lagerung der Welle aufnimmt. Damit sitzt das Dynamometer mit den vier Dreikomponenten-Kraftsensoren direkt im Kraftfluss am Lagersitz des Gehäuses. Die dynamischen Kräfte, die durch den Antriebsstrang entstehen, können nun in den drei Kraftkomponenten x, y und z aufgezeichnet werden. Abb. 4-11 zeigt das in das Getriebegehäuse eingebaute Dynamometer mit den beiden Stahlblöcken (Teil I und Teil II) und den eingebauten, angeschlossenen Kraftsensoren.

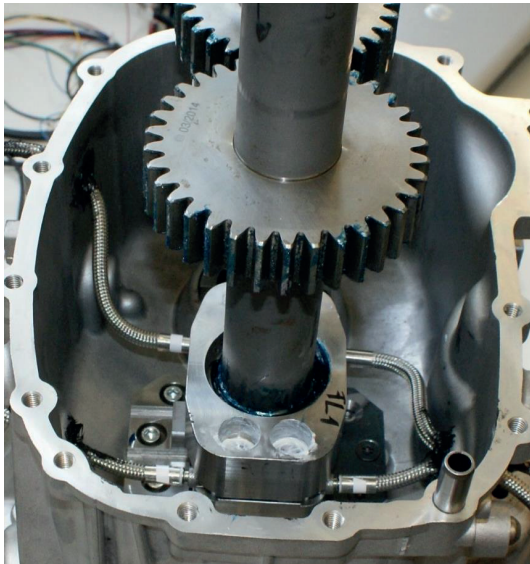


Abb. 4-11: Verbaute Lagerkraft-Messeinrichtung mit Stirnradstufe geradverzahnt

Fazit

Dieses neue Konzept zur Messung der dynamischen Lagerkraft im „aufgetrennten“ Antriebsstrang ermöglicht das Sichtbarmachen der dynamischen Zusammenhänge der Wirkkette „Zahneingriff → Welle → Lager“. Durch den modifizierten Lagersitz der Abtriebswelle befinden sich die Kraftsensoren nun direkt im Übertragungsweg vom Lageraußenring zum Lagersitz.

4.5.2 Signalanalyse der gemessenen dynamischen Lagerkraft

Dieses Kapitel beschreibt die Auswertemethoden der experimentell ermittelten Lagerkräfte. Dynamische Lagerkräfte, die ein Getriebegehäuse zum Schwingen anregen, entstehen im komplexen Zusammenspiel des Zahneingriffs mit den Getriebewellen und den Wälzlagern. Die dynamische Lagerkraft enthält damit Informationen über den Zahneingriff, die Wellen und die Lager. Um die Einflüsse einzelner Geräuschquellen identifizieren zu können, muss das Signal analysiert werden. Hilfreich ist dabei die genaue Kenntnis der mechanischen Komponenten im Antriebsstrang und darüber, welche Frequenzen bei unterschiedlichen Drehzahlen jeweils erzeugt werden. Daneben entstehen beispielsweise durch die rotierenden Unwucht-Kraftvektoren der beiden Getriebewellen amplitudenmodulierte Signale, die Seitenbänder im Frequenzspektrum erzeugen. Frequenz- bzw. phasenmodulierte Signale können z. B. durch schwankende Antriebsdrehzahlen hervorgerufen werden. Durch Überlagerung der einzelnen Modulationseffekte treten Signale auf, die amplituden- und phasenmoduliert sind. Im Spektrum werden diese durch asymmetrische Seitenbänder sichtbar [57], [72].

Bestimmung von Geräuschquellen aus der dynamischen Lagerkraft

Aufgrund der mechanischen Eigenschaften der isoliert betrachteten Innenbauteile des Getriebes können die im Messsignal zu erwartenden Frequenzanteile der einzelnen Komponenten bestimmt werden [86]:

Zahneingriffsfrequenz:

Die Zahneingriffsfrequenz f_z ist eine Stoßimpulsfolge, und es besteht zwischen der Wellendrehzahl n und der Zähnezahl z folgender Zusammenhang:

$$f_z = \frac{n}{60} * z \quad (4-7)$$

Stoßimpulsfolgen besitzen die Eigenschaft, neben der Zahneingriffsfrequenz f_z ebenso ganzzahlige Vielfache von f_z im Frequenzplot zu erzeugen.

Wellendrehfrequenz:

Die Getriebewellen des neuen Antriebsstranges besitzen eine Wuchtgüte von 6,3. Diese Gütestufe wird für Getriebewellen standardmäßig verwendet [42]. Beide Wellen erzeugen wegen der fertigungsbedingten Unwucht eine sinusförmige Schwingungsanregung mit der Wellendrehzahl n . Aufgrund des Übersetzungsverhältnisses entstehen damit bei den beiden Wellendrehfrequenzen zwei Frequenzpeaks im Amplitudenspektrum. Anschaulich erläutert rotiert der Fliehkraftvektor der Wellenunwucht mit der Wellendrehzahl. Die Kraft, die im Zahneingriff durch das übertragene Drehmoment entsteht, zeigt stets in die gleiche Richtung. Stellt man sich nun die Addition der rotierenden Fliehkraft und des in die gleiche Richtung zeigenden Kraftvektors der Zahnkraft vor, pulsiert der Summenvektor mit der Wellendrehfrequenz. Dieses aus der Nachrichtentechnik bekannte Phänomen ist die Amplitudenmodulation. Dabei wird einem Trägersignal, das in diesem beschriebenen Beispiel das Signal der Zahneingriffsfrequenz ist, eine Information durch Verändern der Amplitude aufmoduliert. Somit enthält das Signal der Zahneingriffsfrequenz die Informationen der drehenden Wellen. Im Frequenzspektrum entstehen deshalb Seitenbänder neben der Zahneingriffsfrequenz und deren Vielfachen im Abstand der Wellendrehfrequenzen. Folgender Zusammenhang beschreibt ein amplitudenmoduliertes Zeitsignal [4], [62], [67]:

$$u_{AM}(t) = \hat{u}_T \cdot \left(1 + \frac{\hat{u}_S}{\hat{u}_T} \cos(\omega_S t) \right) \cdot \cos(\omega_T t) \quad (4-8)$$

In der Formel beschreibt \hat{u}_T das Trägersignal und \hat{u}_S die Information, mit der das Trägersignal moduliert wird.

Schwebung:

Eine Schwebung entsteht durch Superposition zweier Schwingungen ähnlicher Frequenz. In diesem Beispiel entsteht die Schwebung durch die beiden

Getriebewellen, da wegen des gewählten Übersetzungsverhältnisses der Drehzahlunterschied gering ist. Die Frequenz des superponierten Signals $\hat{y}(t)$ liegt beim arithmetischen Mittel der beiden Wellen-Schwingungen. Die Amplitude dieser Frequenz verändert sich mit der Frequenz $f_{\text{Schwebung}}$, die durch den Frequenzabstand der beiden Ausgangssignale beschrieben ist. Die Gleichungen (4-9) und (4-10) beschreiben den Zusammenhang:

$$f_{\text{Schwebung}} = |f_e - f_a| \quad (4-9)$$

$$\hat{y}(t) = A_e \cos(\omega_e t) + A_a \cos(\omega_a t) \quad (4-10)$$

$$\Delta\omega = \frac{1}{2} |\omega_e - \omega_a| \quad (4-11)$$

$$\bar{\omega} = \frac{1}{2} (\omega_e + \omega_a) \quad (4-12)$$

Mit Hilfe von (4-11) und (4-12) lässt sich (4-10) wie folgt darstellen [21].

$$\hat{y}(t) = (A_e + A_a) \cdot \cos\Delta\omega t \cdot \cos\bar{\omega} t \quad (4-13)$$

Hagedorn und Otterbein beschreiben in [21] die Herleitung und den mathematische Zusammenhang einer Schwebung. Danach ergibt im Allgemeinen eine Überlagerung zweier harmonischer Schwingungen unterschiedlicher Kreisfrequenzen keine harmonische Zeitfunktion. Nur für den Spezialfall, dass die beiden Kreisfrequenzen ω_e und ω_a kommensurabel sind, also das Verhältnis ω_e/ω_a eine rationale Zahl ergibt, gilt, dass (4-10) eine periodische Schwingung darstellt. Liegen diese beiden Kreisfrequenzen nun nahe beieinander, so entsteht eine „harmonische Schwingung mit langsam veränderlicher Amplitude“ [21].

Eine Schwebung wird akustisch durch das Schwanken der Lautstärke des superponierten Signals wahrgenommen. Ist im Zeitsignal nur das mit der Amplitude schwankende superponierte Signal zu sehen, zeigen sich dagegen im Frequenzspektrum die beiden Schwingungen ähnlicher Frequenz. Im Zeitbereich ist das Signal nicht von einem amplitudenmodulierten Signal zu unterscheiden. Das Frequenzspektrum identifiziert allerdings die Trägerfrequenz des amplitudenmodulierten Signals und damit den Unterschied zwischen diesen beiden Schwingungsphänomenen [67].

Wälzlager:

Neben den „lauten“ Ursachen der Schwingungsanregung im Antriebsstrang erzeugen die eingebauten Lager durch deren dynamische Eigenschaften ebenso eine Schwingungsanregung, die allerdings sehr gering ist. Hörbar werden Lager meist durch Schäden auf den Laufflächen am Innen- oder Außenring oder an den Wälzkörpern. Durchlaufen die Wälzkörper die Lastzone, ändert sich die Steifigkeit des Lagers periodisch. Dies stellt eine Parametererregung dar, die die dynamische Zahnkraft nochmals moduliert. Abb. 4-12 zeigt schematisch die Kraftverteilung am Außenring des Lagers.

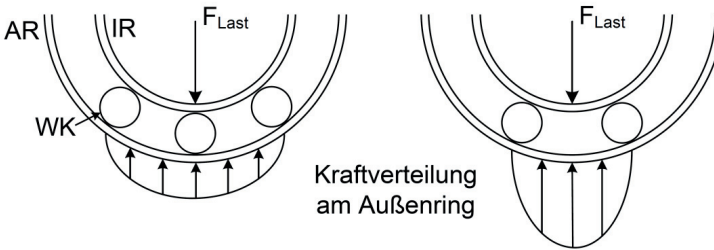


Abb. 4-12: Parametererregung im Lager durch oszillierende Lagersteifigkeit [29]

Folgende mechanische Zusammenhänge prägen die Schwingungsanregung eines Lagers [1], [23], [29], [72]:

Überrollfrequenz der Wälzkörper am Außenring:

$$f_A = \frac{1}{2} \cdot f_n \cdot z_K \cdot \left(1 - \frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B\right) \quad (4-14)$$

Überrollfrequenz der Wälzkörper am Innenring:

$$f_I = \frac{1}{2} \cdot f_n \cdot z_K \cdot \left(1 + \frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B\right) \quad (4-15)$$

Drehfrequenz des Wälzkörperkäfigs:

$$f_K = \frac{1}{2} \cdot f_n \cdot \left(1 - \frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B\right) \quad (4-16)$$

Drehfrequenz der Wälzkörper:

$$f_{WA} = \frac{1}{2} \cdot f_n \cdot \frac{D_T}{D_W} \cdot z_K \cdot \left[1 - \left(\frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right)^2 \right] \quad (4-17)$$

In diesen Formeln sind folgende Größen enthalten:

α_B	°	Druckwinkel
D_T	mm	Teilkreisdurchmesser
D_W	mm	Durchmesser der Wälzkörper
f_n	Hz	Drehfrequenz der Welle
z_K	-	Anzahl der Wälzkörper

Da im beschriebenen Antriebsstrang die Außenringe der Lager sich nicht drehen, ist die Überrollfrequenz der Wälzkörper am Außenring im Frequenzplot sichtbar. Das Wissen über die einzelnen Drehfrequenzen der Lagerbauteile hilft bei der Plausibilisierung des Lagermodells in der Mehrkörper-Simulationsumgebung. Auf diese Weise können beispielsweise nicht plausible Messergebnisse aufgedeckt werden.

Damit sind die einzelnen Anteile, die in den aufgezeichneten Signalen enthalten sein können, aufgeführt.

5 Berechnung der Schwingungsanregung des Getriebegehäuses durch den Zahneingriff (MKS)

Nach der Darstellung des Versuchsaufbaus wird in diesem Kapitel das Modell zur Berechnung der Schwingungsanregung des Getriebegehäuses durch den Zahneingriff beschrieben. Dem stufenweisen Aufbau der Antriebseinheit folgen eine detaillierte Untersuchung der modellierten Komponenten und die Bewertung der berechneten dynamischen Lagerkraft.

5.1 Modellbildung des Antriebsstranges

Das mit dem MKS-Tool RecurDyn der Firma FunctionBay entwickelte Modell der Antriebseinheit wurde modular unter Verwendung von Subsystemen aufgebaut. Parameterstudien, Austausch von Komponenten oder Anpassungen im Modell können damit effizient umgesetzt werden. Aufgrund der vereinfachten Getriebeausführung mit nur einer Stirnradstufe (gerad- oder schrägverzahnt) konnten alle notwendigen Komponenten im programminternen Modellierungstool aufgebaut werden. Ein großer Vorteil dieser Variante ist das Umgehen möglicher Fehlerquellen, welche beim Diskretisieren von importierten CAD-Daten entstehen können. In Abb. 5-1 ist die neu entwickelte Antriebsstufe in der Ausführung „geradverzahnt“ mit den vier Lagerstellen und der Lagerkraft-Messeinrichtung dargestellt [40].

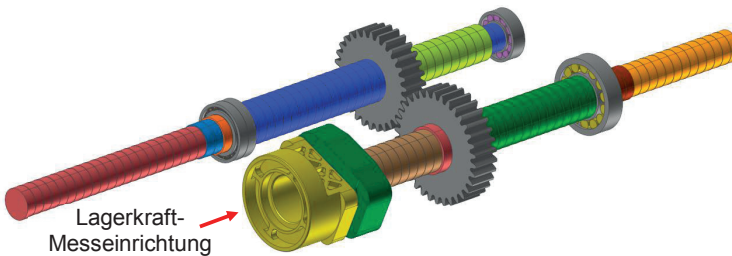


Abb. 5-1: MKS-Modell des Antriebsstranges [40]

5.1.1 Modellierung der Lager

Grundsätzlich besteht das Modell des Antriebsstranges aus drei unterschiedlichen Lagern. Das Lagerkonzept ist in Kapitel 4.4.1 beschrieben. Die

beiden Festlagerstellen sind aufgrund der Wellendurchmesser und der auftretenden Belastungen mit zwei gleichen nebeneinander in X-Anordnung montierten Spindellagern ausgeführt (links in Abb. 5-1). Als exemplarisches Beispiel für die vier Lagerstellen wird das große Loslager (rechts in Abb. 5-1) für die folgenden Untersuchungen herangezogen.

Aufbau des Lagermodells

Für die Bewertung des Lagermodells wird das Lager in der MKS-Umgebung isoliert betrachtet und auf seine dynamischen Eigenschaften hin untersucht. Das in Abb. 5-2 dargestellte Modell besteht aus starren Körpern.

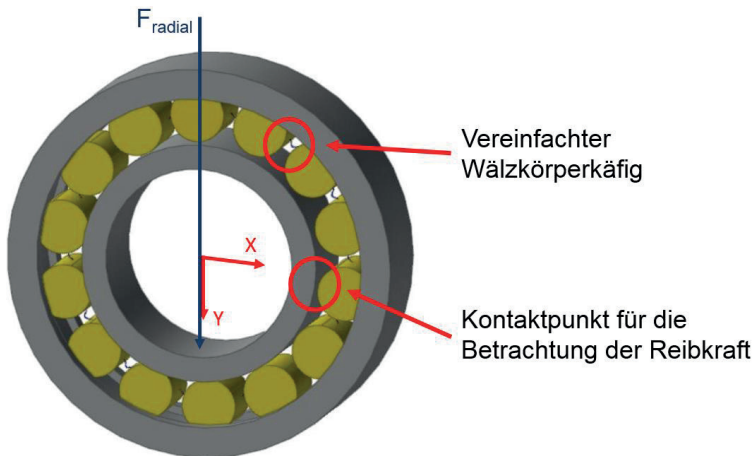


Abb. 5-2: Isoliert untersuchtes Lagermodell [71]

Zwischen dem Außenring und den Wälzkörpern sind „Cylinder in Cylinder“-Kontakte definiert. Zwischen den Wälzkörpern und dem Innenring wird die Kontaktart „Cylinder to Cylinder“ ausgewählt. Per Definition besteht zwischen beiden Kontaktgesetzen der Unterschied, dass bei der „Cylinder in Cylinder“-Formulierung maximal drei Kontaktpunkte zur Kontaktbestimmung verwendet werden. Bei der „Cylinder to Cylinder“-Kontaktart stehen dafür zwei Kontaktpunkte zur Verfügung. Die Kontaktformulierungen sind für alle möglichen mechanischen Umstände definiert. Wird die Kontaktart „Cylinder in Cylinder“ als Wälzkontakt in einem Lager verwendet, so entsteht ein Linienkontakt, der mit zwei Kontaktpunkten definiert ist. Dagegen finden alle drei Kontaktpunkte Verwendung, wenn z. B.

ein sehr kleiner zylinderförmiger Körper in ein sehr großes zylinderförmiges Gefäß fällt. Dabei kann im Extremfall an drei Stellen Kontakt zwischen dem Körper und dem Gefäß entstehen. Das ist hier nicht der Fall, daher wird der dritte Kontaktpunkt nicht benötigt. Als näherungsweise Abbildung des Wälzkörperkäfigs werden die Wälzkörper mit Feder-Dämpfer-Elementen im Schwerpunkt miteinander verbunden [71].

Die Parametrisierung der verwendeten Kontakte fordert die Bestimmung der Kontaktsteifigkeit, des Dämpfungskoeffizienten und des dynamischen Reibkoeffizienten. Die Kontaktkraft F_N wirkt stets in Normalenrichtung und wird in Abhängigkeit von der Steifigkeit k , der Durchdringung δ und der Durchdringengeschwindigkeit $\dot{\delta}$ bestimmt. Die Exponenten m_1 , m_2 und m_3 bezeichnen die Steifigkeits-, Dämpfungs- und Eindringexponenten [10], [15]:

$$F_N = k\delta^{m_1} + c \frac{\dot{\delta}}{|\dot{\delta}|} |\dot{\delta}|^{m_2} \delta^{m_3} \quad (5-1)$$

Bestimmung der Kontaktsteifigkeit

Zur Berechnung der Kontaktsteifigkeit wird die Theorie nach Hertz angewendet. Danach wird aufgrund der Form der kontaktierenden Körper und der wirkenden Kraft die Abplattung bestimmt, damit kann auf die Steifigkeit geschlossen werden. Beim verwendeten Lagerkonzept im Antriebsstrang ist für das Festlager (Schräggugellager) die Hertz'sche Formulierung für den Punktkontakt zu verwenden. Folgender Zusammenhang besteht dabei zwischen der Verformung bzw. Abplattung δ der in Kontakt stehenden Körper und der Kontaktkraft Q [5], [6]:

$$\delta = 1,5 \frac{2K}{\pi\mu_H}^3 \sqrt{\frac{\sum \rho}{3E'^2}} Q^2 \quad (5-2)$$

Hierbei beschreibt $\sum \rho$ die Summe der Krümmungen der kontaktierenden Körper. Der Hertz'sche Beiwert $\frac{2K}{\pi\mu_H}$ ist abhängig von den Krümmungen im Kontaktpunkt und wird in [5] detailliert beschrieben.

Für die als Loslager ausgeführten Zylinderrollenlager ist die Formulierung für einen Linienkontakt zu verwenden. Prinzipiell sind dabei ebenso die

Hertz'schen Beziehungen anwendbar. Da bei diesen Zusammenhängen allerdings nur unendlich lang ausgedehnte Kontaktstellen betrachtet werden können, wurden in [7], [34] und [36] Untersuchungen durchgeführt, die zeigen, dass der Zusammenhang zwischen der Kontaktkraft Q und der Verformung bzw. Abplattung δ vereinfacht dargestellt werden kann:

$$\delta = \left(\frac{Q}{C_F} \right)^q \quad (5-3)$$

Die Federungsfaktoren q und C_F sind Ergebnisse experimenteller und theoretischer Untersuchungen und in [7], [34] und [36] ausführlich beschrieben.

Dämpfungskoeffizient

Die zu bestimmende Dämpfungskraft wirkt zwischen den in Kontakt stehenden Körpern im Lager. Deshalb werden deren dynamische Eigenschaften beeinflusst. Im praktischen Anwendungsfall im isolierten Lagermodell zeigen sich diese Einflüsse bei der Betrachtung des Frequenzspektrums der dynamischen Lagerkraft. Es ist zu erkennen, dass ausschließlich die Amplituden der auftretenden Frequenzen beeinflusst werden. Da der Fokus dieser Arbeit nicht die exakte Bestimmung der Dämpfung ist, wird der viskose Dämpfungskoeffizient über ein Abschätzungsverfahren festgelegt. Dabei wird über folgenden Zusammenhang der Wert für die kritische Dämpfung bestimmt:

$$c_L = 2\sqrt{mk_L} \quad (5-4)$$

Die im Lager bestehende Materialpaarung zwischen den kontaktierenden Körpern ist Stahl-Stahl. Deshalb wird der Wert für den viskosen Dämpfungskoeffizienten auf 0,1 % vom kritischen Dämpfungswert festgelegt [14].

Impliziertes Reibmodell

Im Kontakt zwischen zwei belasteten Körpern wirkt eine Kontaktkraft normal zwischen den beiden Körpern. In tangentialer Richtung wirkt die Reibkraft F_R . Diese ist abhängig von der Normalkraft F_N und dem geschwindigkeitsabhängigen Reibkoeffizienten $\mu(v)$, und es besteht folgender Zusammenhang:

$$F_R = \mu(v)F_N \quad (5-5)$$

Der Reibkoeffizient $\mu(\mathbf{v})$ ist im implementierten Reibmodell abhängig von der relativen tangentialen Geschwindigkeit zwischen den beiden Körpern.

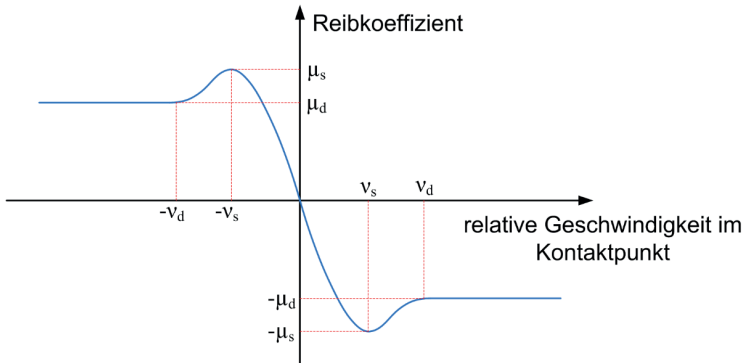


Abb. 5-3: Reibmodell zur Bestimmung des Reibkoeffizienten [15]

Das in Abb. 5-3 dargestellte Reibmodell zeigt den Zusammenhang zwischen der relativen Geschwindigkeit der beiden kontaktierenden Körper und dem dazugehörigen Reibkoeffizienten [15]. Dieses Reibmodell ist angenähert an das Coulombsche Reibmodell, da die Unstetigkeit im Nulldurchgang des Coulombschen Reibmodells numerisch nur schwer zu erfassen ist [69]. Die Geschwindigkeitsschwellen v_s und v_d bestimmen dabei die Grenzwerte zwischen Haft- und Gleitreibung. Im Bereich der Haftreibung besteht bei niedrigen Geschwindigkeiten ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen Reibkoeffizient und relativer Geschwindigkeit. Im Gegensatz dazu besteht im Bereich der Gleitreibung ein konstanter Reibkoeffizient.

Damit sind die die Kontakte beschreibenden Parameter aufgeführt.

Detaillierte Betrachtung des Lagermodells

Wie in Abb. 5-2 gezeigt, wird das isolierte Lagermodell mit einer zentral im Lager angreifenden radialen Kraft F_{radial} von 1 000 N belastet. Analog zum Gesamtmodell des Antriebsstranges werden beim Außenring mit einem Fixed-Joint gegen die Umgebung alle sechs Freiheitsgrade gesperrt. Der Innenring dreht mit einer Drehzahl n von 1 000 min^{-1} . Zur Parametrisierung der Modellvariablen wurden zahlreiche Untersuchungen durchgeführt, um den Einfluss der Geschwindigkeitsschwellen v_s und v_d im Reibmodell zu zeigen. Werden diese beiden Werte (Abb. 5-3) sehr klein gewählt (z. B. 0,1 mm/s und 0,15 mm/s), unterliegt der aus dem nichtlinearen Zusammenhang bestimmte Reibkoeffizient einer ständigen großen Änderung, da sich die relative Geschwindigkeit ebenfalls sehr dynamisch ändert. Dieser Zustand wiederum führt zu einem unrealistischen Verhalten der dynamischen Lagerkraft am Lageraußenring. Sehr groß gewählte Geschwindigkeitswerte führen zu einem quasistationären Reibkoeffizienten. Aus dieser Grenzbetrachtung heraus werden für den Wert $v_s = 100 \text{ mm/s}$ und für $v_d = 150 \text{ mm/s}$ gewählt. Der dadurch entstehende Reibkoeffizient ändert sich nun abhängig von der relativen Geschwindigkeit in einem akzeptablen Bereich.

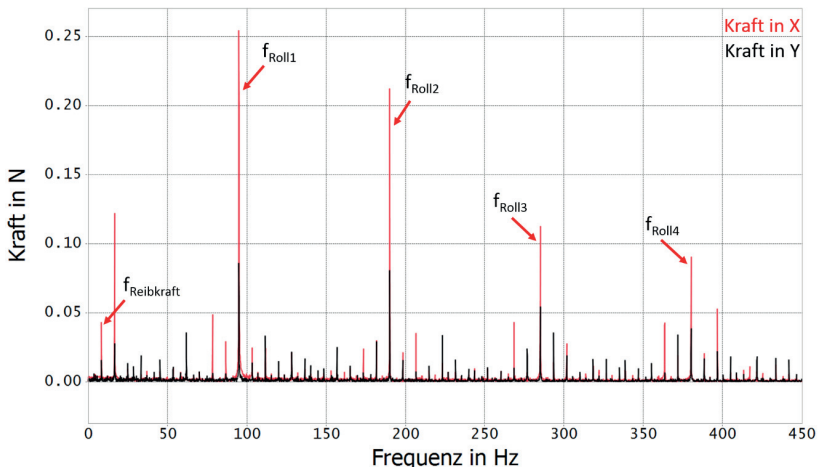


Abb. 5-4: HFFT der dynamischen Lagerkraft am Außenring

Das in Abb. 5-4 dargestellte Hüllkurvenspektrum der dynamischen Lagerkraft am Außenring dokumentiert deutlich die Funktionalität des Modells [85]. Bei der eingestellten Drehzahl und dem untersuchten Lager ergeben sich nach Gleichung (4-14) bis (4-17) folgende relevante Drehfrequenzen:

$$f_A = 95,00 \text{ Hz}$$

$$f_K = 6,80 \text{ Hz}$$

Die in Abb. 5-4 mit f_{Roll} gekennzeichneten Peaks zeigen die Überrollfrequenz der Wälzkörper und deren Vielfache am Außenring.

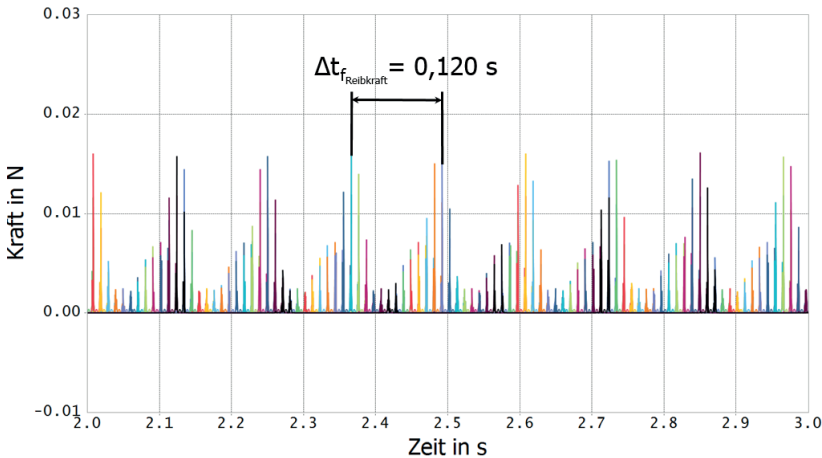


Abb. 5-5: Überlagerte Reibkräfte der 14 Kontaktpunkte

Auf ein Phänomen, das letztlich auf das implementierte Reibmodell zurückzuführen ist, deutet $f_{Reibkraft}$ in Abb. 5-4 hin. Dieser dominante Kraftpeak tritt bei einer Frequenz von 8,30 Hz auf und erzeugt Vielfache und Seitenbänder neben den Überrollfrequenzen der Wälzkörper. Die detaillierte Betrachtung der Kontaktpunkte zwischen den Wälzkörpern und dem Innen- und Außenring des Lagers erklärt den Grund dieses Verhaltens. Laufen die Wälzkörper durch die Lastzone, verändert sich kontinuierlich die Gesamtsteifigkeit des Lagers und damit die aufgezeichnete Kraft am Außenring (Parametererregung, erläutert in Abb. 4-12). Im Moment des Einlaufens der Wälzkörper in die Lastzone wird deren Drehgeschwindigkeit um die eigene Achse aufgrund der abrupt steigenden zu übertragenen Kraft

rasch erhöht. Im Kontaktpunkt verringert sich entsprechend schnell die relative Geschwindigkeit zwischen z. B. Innenring und Wälzkörper, dem eine rasche Änderung des Reibkoeffizienten (Abb. 5-3) folgt.

Ab dem Moment des Austritts aus der Lastzone kann aufgrund der lastfrei umlaufenden Wälzkörper die relative Geschwindigkeit im Kontaktpunkt unterschiedliche Werte annehmen. Im betrachteten idealen Lagermodell verhalten sich alle Wälzkörper gleich; dies führt zu dem in Abb. 5-5 dargestellten Gesamtverhalten. Hier sind überlagert die 14 Reibkräfte im jeweiligen Kontaktpunkt der 14 Wälzkörper dargestellt. Nur bei dieser überlagernden Darstellung ist die oszillierende Reibkraft zu erkennen und damit der Grund für die Frequenz $f_{\text{Reibkraft}}$ aus Abb. 5-4.

Der Wälzkörperkäfig ist vereinfacht modelliert durch die Verbindung der einzelnen Wälzkörper mit einem Feder-Dämpfer-Element (Abb. 5-2). Diese flexible Verknüpfung ist eine gängige Modellierungsvariante [69]. Beim Einlaufen eines Wälzkörperpaares in die Lastzone werden die Wälzkörper dieses Paares aufgrund der radialen Belastung auseinandergezogen. Dies führt zu einer Erhöhung der Federkraft.

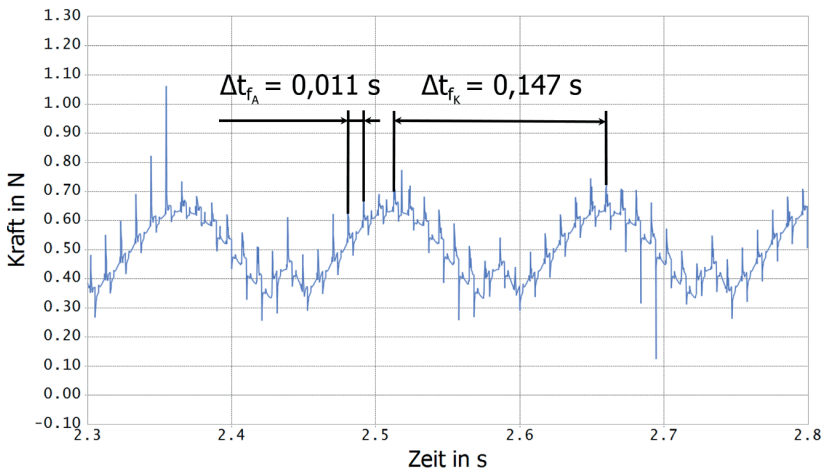


Abb. 5-6: Federkraftverlauf des vereinfachten Wälzkörperkäfigs

Beim Verlassen der Lastzone bewegen sich die Wälzkörper wieder aufeinander zu, und die Kraft reduziert sich. Damit oszilliert die Kraft im Federelement mit der Frequenz f_K des Wälzkörperkäfigs. Daneben werden die

Impulse der durch die Lastzone laufenden Wälzkörper über die Federelemente übertragen. Abb. 5-6 zeigt den beschriebenen Kraftverlauf in einem Federelement, wobei Δt_{fA} die Periodendauer der überrollenden Wälzkörper und Δt_{fK} die des Wälzkörperkäfigs ist.

Damit sind die Eigenschaften der implementierten Lagermodelle hinreichend beschrieben.

5.1.2 Teilelastische Wellen

Im Modell des Antriebsstranges in Abb. 5-1 sind die beiden Wellen als teilelastische Wellen ausgeführt. Die abgebildete Elastizität lässt die Durchbiegung der Wellen durch anliegende Kräfte und damit die Schrägstellung in Lager und Zahneingriff zu. Außerdem ist die Schwingfähigkeit des Systems gegeben. Der in der MKS-Umgebung implementierte Aufbau von teilflexiblen Wellen basiert auf der Theorie des Timoschenko-Balkens. Eine Welle besteht aus scheibenförmigen Masselementen, die durch sogenannte „Beam-Forces“ F1 und F2 verbunden sind (schematisch dargestellt in Abb. 5-7). Jede „Beam-Force“ ist jeweils mit zwei Schwerpunkten (S1 und S2 bzw. S2 und S3) zweier Scheibenelemente verknüpft. Jedes Scheibenelement stellt einen Massepunkt dar und ist nicht deformierbar. Die räumliche Darstellung dieser Elemente dient lediglich der Berechnung der Masse, der Berechnung der Flächenträgheitsmomente und der Visualisierung.

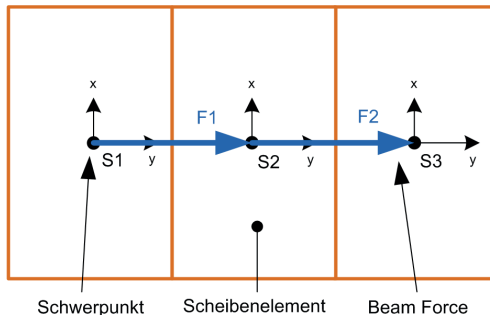


Abb. 5-7: Schematischer Aufbau der teilflexiblen Wellen [33]

Die „Beam-Forces“ hingegen stellen masselose Biegebalken dar, die durch Zug, Druck, Biegung und Torsion belastet werden können. Folgender Zusammenhang beschreibt die Berechnung des zeitveränderlichen Kraftvektors der „Beam Force“ [33]:

$$\begin{bmatrix} F_{ax} \\ F_{ay} \\ F_{az} \\ T_{ax} \\ T_{ay} \\ T_{az} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{22} & 0 & 0 & 0 & K_{26} \\ 0 & 0 & K_{33} & 0 & K_{35} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{35} & 0 & K_{55} & 0 \\ 0 & K_{26} & 0 & 0 & 0 & K_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_x - L \\ \delta_y \\ \delta_z \\ \delta\theta_{ab1} \\ \delta\theta_{ab2} \\ \delta\theta_{ab3} \end{bmatrix} - \quad (5-6)$$

$$\begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & C_{56} \\ C_{61} & C_{62} & C_{63} & C_{64} & C_{65} & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \\ \omega_{ab1} \\ \omega_{ab2} \\ \omega_{ab3} \end{bmatrix}$$

$$\vec{F}_{Beam} = -K \cdot x - C \cdot \dot{x} \quad (5-7)$$

Dabei ist:

\vec{F}_{Beam}	Kraft im Balken
C	Dämpfungsmatrix
K	Steifigkeitsmatrix
x	Zeitveränderlicher Auslenkungsvektor
\dot{x}	Zeitveränderliche Geschwindigkeit

Die Steifigkeitsmatrix K ist aus den Zug-, Biege- und Torsionssteifigkeiten (K_{11} bis K_{66}) der sechs Freiheitsgrade des Balkenelementes aufgebaut, welche je nach Profilquerschnitts des Balkens automatisch berechnet werden. Die Dämpfungsmatrix C wird über den materialabhängigen Dämpfungsanteil direkt aus der Steifigkeitsmatrix nach folgender Gleichung berechnet:

$$C = \text{Dämpfungsanteil} \cdot K \quad (5-8)$$

Die Wellenabsätze der beiden Wellen können im MKS-Tool nicht realitätsgetreu abgebildet werden, da Wellen aus Scheibenelementen nur mit dem gleichen Durchmesser aufgebaut werden können. Deshalb besteht eine Welle aus mehreren Wellenabschnitten unterschiedlicher Durchmesser. Die Modellbildung des Steifigkeitssprunges an den Übergängen wird über eine Mittelung der Flächenträgheitsmomente der beiden angrenzenden Wellenelemente angenähert.

Die Modellbildung der teilelastischen Wellen ist damit hinreichend beschrieben.

5.1.3 Modellierung des Zahnkontaktes

Die Aufgabe einer Zahnradstufe ist die schlupffreie Übertragung des Drehmomentes. Der verwendete „3D-Gear-Contact“ bildet hierbei den zentralen Kontakt zur Berechnung der Schwingungsanregung im modellierten Antriebsstrang. Bei der Auswahl der Kontaktart standen neben der berechneten Schwingungsanregung die Anwendbarkeit und die Berechnungsdauer im Fokus. Zahlreiche Untersuchungen der anwendbaren Kontaktarten führten letztendlich auf den „3D-Gear-Contact“, der den besten Kompromiss der definierten Eigenschaften darstellt. Beispielsweise erfordert der „Extended Surface to Surface“-Kontakt, bei dem die Zahnflanken durch zweidimensionale Dreieckselemente abgebildet werden, die manuelle Verknüpfung der kontaktierenden Flächenelemente der einzelnen Zähne. Neben dem erheblichen Modellierungsaufwand ist der berechneten Zahnkraft ein starkes Rauschsignal überlagert, das durch die Facettierung der evolventen Zahnform bedingt ist. Außerdem ist die Berechnungsdauer im Vergleich zum „3D-Gear-Contact“ um ein Vielfaches höher [33], [37].

Bei der ausgewählten Kontaktart wird die Fläche der Zahnflanken ebenfalls in trianguläre Flächen unterteilt. Softwareinterne Algorithmus-Optimierungen dieser Kontaktart reduzieren das Rauschen durch das Abwälzen der Zähne über die Facettierungen und verbessern die Dämpfungs- und Steifigkeitsberechnungen [15]. Die bei dieser Kontaktart verkürzte Berechnungsdauer ist durch virtuelle „Boxen“ begründet, die um die beiden Zahnräder gelegt werden. Durchdringen sich diese beiden Boxen, wird nach kontaktierenden Körpern innerhalb der sich überschneidenden Boxen gesucht.

Die Bestimmung der Zahnfedersteifigkeiten der Stirnradstufen wurde nach DIN 3990 Teil 1 durchgeführt. Dabei ist die Zahnfedersteifigkeit als die Zahnnormalkraft definiert, die notwendig ist, um ein oder mehrere gleichzeitig im Eingriff stehende Zahnpaare bei abweichungsfreier Verzahnung von 1 mm Zahnbreite um 1 μm normal zur Zahnevolvente zu verformen [51]. Die Parameteroptimierung der Kontakteigenschaften wurde in zahlreichen Untersuchungen in Anlehnung an Literaturstellen durchgeführt [11], [16], [25], [31], [33], [37].

Quasistatische Untersuchungen des Zahnradmodells

Zur Bewertung des Zahnradmodells werden die Drehwegabweichung und die Verzahnungskraft betrachtet. In deren Verläufen lassen sich die veränderliche Steifigkeit eines Zahnradpaares und damit die Einzel- und Doppel-eingriffsgebiete der Geradverzahnung bzw. die Zweifach- und Dreifach-Eingriffsgebiete der Schrägverzahnung eindeutig unterscheiden. Bei der quasistatischen Beschreibung des Zahneingriffs bleiben dynamische Effekte wie die Beschleunigung von Massen und Dämpfungseinflüsse unberücksichtigt [37]. Für diese Untersuchungen wird die modellierte Zahnradstufe des Antriebsstranges isoliert betrachtet. Dynamische Einflüsse der modellierten Wellen und Lager werden damit nicht abgebildet. Beide Zahn-räder sind jeweils mit einem Drehgelenk gegen die Umgebung fixiert. Jedes Gelenk besitzt nur einen Freiheitsgrad (Drehung um die Z-Achse) und überträgt die Antriebsdrehzahl bzw. das Abtriebsdrehmoment. Bei der Be-rechnung der Drehwegabweichung (DWA) wird die Drehzahl für den Grenzfall $n \rightarrow 0 \text{ s}^{-1}$ im unterkritischen Bereich der Stirnradstufe eingestellt. Die Zähne wälzen dabei mit einem konstanten Lastmoment langsam ab.

$$\delta_{DWA} = \left(\varphi_2 - \frac{1}{i} \varphi_2 \right) r_{b2} \quad (5-9)$$

Die DWA δ_{DWA} beschreibt die Abweichung der Drehwinkel der einzelnen Zahn-räder bezogen auf den lastfreien Solldrehwinkel. Im Bereich des Dop-peleingriffsgebietes der Geradverzahnung erhöht sich aufgrund der Paral-lelschaltung der Zahnsteifigkeiten die Gesamtsteifigkeit, und die DWA ist geringer. Im Bereich des Einzeleingriffes überträgt nur ein Zahn die ge-samte Kraft, die Steifigkeit k_{ze} ist geringer und die Verformung größer. In-direkt proportional dazu verhält sich die Verzahnungskraft (VZK) F_{ze} .

$$k_{ze} = \frac{F_{ze}}{\delta_{DWA}} \quad (5-10)$$

Für die Berechnung der VZK wird das Zahnradpaar mit einer überkriti-schen Drehzahl angetrieben ($n \rightarrow \infty \text{ s}^{-1}$), hierbei läuft das Zahnradpaar na-hezu ohne DWA um. Dabei werden die Einzel- und Doppel-eingriffsgebiete (geradverzahnt) bzw. die Zweifach- und Dreifach-Eingriffsgebiete (schräg-verzahnt) und der Verlauf der Steifigkeit beurteilt [16].

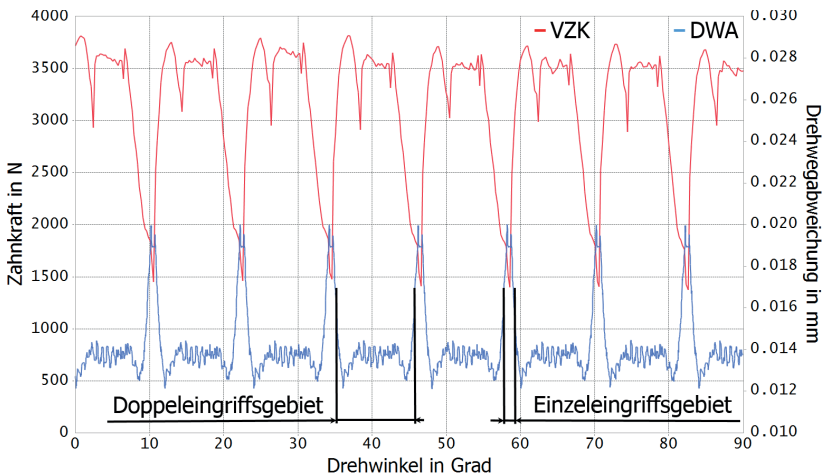


Abb. 5-8: Verzahnungskraft und Drehwegabweichung bei 150 Nm; geradverzahnt

In Abb. 5-8 sind die Verläufe der berechneten DWA und der VZK der Geradverzahnung dargestellt. Das schmale Eingleingriffsgebiet (Überdeckungsgrad = 1,75) tritt deutlich hervor, und der Eintritts- bzw. Austrittsstoß ist ersichtlich. Der unruhige Verlauf der DWA im Doppeleingriffsgebiet ist durch die Facettierung der evolventen Zahnform begründet. Beim Abwälzen zweier Zahnflanken erzeugen die Übergänge der einzelnen Facetten eine Rauschanregung der Zahnräder. Dennoch ist der realistische, parabelförmige Steifigkeitsverlauf der im Eingriff befindlichen Zähne erkennbar [16]. Am Ende dieser Phase verläuft der Anstieg der DWA, begründet durch den Austrittsstoß, steil nach oben. Während nur ein Zahnpaar die Kraft überträgt, bleibt diese auf einem hohen Niveau, bevor der Eintrittsstoß den Übergang in das Doppeleingriffsgebiet bildet. Analog dazu verhält sich die VZK. Im Bereich des Doppeleingriffs verläuft diese deutlich unruhiger. Dieser Verlauf ist durch einen Überschwinger, erzeugt durch den Austrittsstoß, und die Facettierung der Evolvente begründet. In Abb. 5-9 sind die Verläufe der einzelnen Zahnkontaktkräfte der Geradverzahnung dargestellt. Dieses Diagramm dient der weiteren Plausibilisierung der verwendeten Kontaktart. Bei einem anliegenden Drehmoment von 50 Nm ergibt sich aus dem Kraft-Hebelarm-Drehmoment-Zusammenhang eine abgeschätzte Kraft von ca. 1 100 N, die von einem auf das andere

Zahnrad übertragen wird. Die überlagerte Darstellung der Zahnkräfte der nacheinander in Eingriff tretenden Zähne zeigt ebenfalls die Einzel- und Doppelengriffsgebiete. Jeweils eingeleitet durch den Ein- bzw. Austrittsstoß der in Kontakt tretenden Zähne ändert sich sprunghaft der Kraftverlauf am Zahn. Dieses Verhalten dokumentiert die durch die während des Zahneingriffs veränderliche Steifigkeit begründete Parametererregung. Die Rauschanregung im Verlauf der Zahnkräfte ist ebenfalls der Facettierung geschuldet.

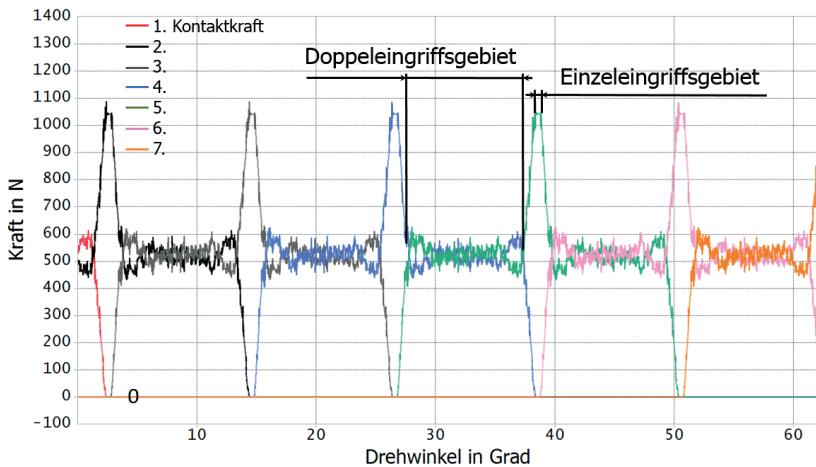


Abb. 5-9: Kontaktkräfte im jeweiligen Zahnkontakt bei 50 Nm, geradverzahnt

In Abb. 5-10 sind die Verläufe der DWA und VZK der schrägverzahnten Stirnradstufe dargestellt. Im Vergleich zur Geradverzahnung ist im Bereich des Doppelengriffsgebietes die DWA geringer als im Dreifacheingriffsgebiet. Dieser Verlauf ist der geringeren Steifigkeit beim Dreifacheingriff geschuldet. Befinden sich drei Zähne im Eingriff, trägt nur ein Zahn die Hauptbelastung, die beiden äußeren Zähne befinden sich in dieser Phase kurz vor dem Austritts- bzw. kurz nach dem Eintrittsstoß. Deshalb tragen diese nur mit einem Teil des Zahnes, und die Gesamtsteifigkeit ist geringer als im Doppelengriffsgebiet. Im Verlauf der Verzahnungskraft ist zu erkennen, dass der Austrittsstoß aus dem Dreifacheingriff bei dieser Zahnradpaargeometrie einen größeren Stoß zur Folge hat als der Eintrittsstoß.

Dazwischen werden die Zahnkräfte kontinuierlicher an die anderen Zahnpaare „übergeben“ [16], [59].

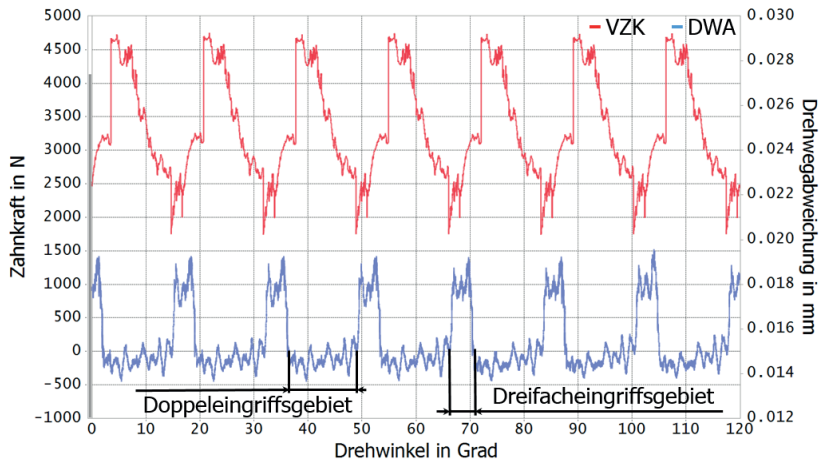


Abb. 5-10: Verzahnungskraft und Drehwegabweichung bei 150 Nm; schrägverzahnt

Abb. 5-11 zeigt den Verlauf der Zahnkontaktkräfte der einzelnen Zahnradpaare der schrägverzahnten Stirnradstufe. Im Vergleich zur Geradverzahnung zeigt sich der Effekt der Reduzierung der Kraftveränderung zwischen dem Doppel- und dem Dreifacheingriffsgebiet. Der insgesamt unruhige Verlauf der Zahnkontaktkräfte ist wiederum der Facettierung geschuldet. Daneben verursacht der Aufbau der schrägverzahnten Zahnräder Unstetigkeiten im berechneten Kraftverlauf. Diese Unstetigkeiten zeigen sich beispielsweise im asymmetrischen Verlauf in den Eingriffsgebieten. Als Gründe hierfür sind die als einzelne Solids modellierten Zähne und die komplexe Zahnform der Schrägverzahnung zu nennen [15].

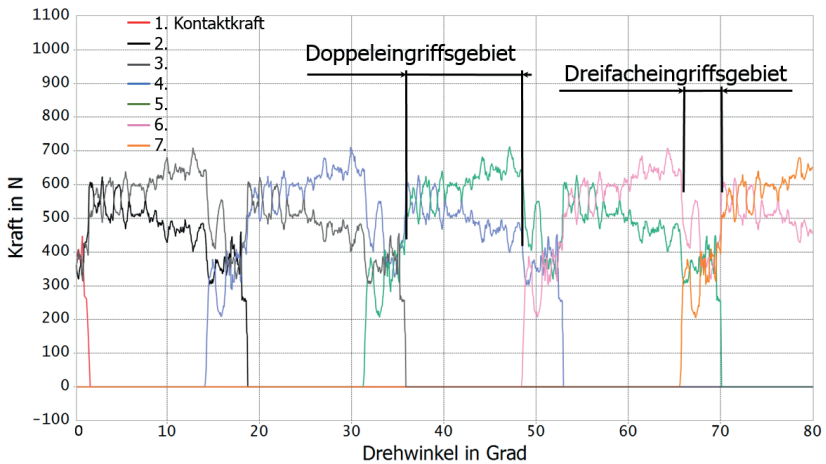


Abb. 5-11: Kontaktkräfte im jeweiligen Zahnkontakt bei 50 Nm, schrägverzahnt

Mithin sind die verwendeten Zahnkontaktmodelle für die Gerad- und die Schrägverzahnung dokumentiert.

5.1.4 Aufbau des Gesamtmodells

Nach der Bewertung der einzelnen Modellkomponenten wird nun die Umsetzung zum Gesamtmodell des Antriebsstranges beschrieben. Das Zahnradpaar ist bei der isoliert betrachteten Bewertung je mit einem Drehgelenk gegen die Umgeben fixiert. Für die Verbindung der Zahnräder mit den teilelastischen Wellen werden „Fixed-Joints“ verwendet. Überdeckt das Zahnrad bei der Positionierung zwei oder mehrere Balkenelemente der Welle, werden alle beteiligten Komponenten miteinander verbunden und damit deren Freiheitsgrade gesperrt. Die Wellenabsätze werden mit Übergangsteifigkeiten realisiert. Analog zur Verbindung der Zahnräder mit den Wellen, werden die Innenringe der Lager mit „Fixed-Joints“ an deren Wellenpositionen fixiert. Bei drei Lagerstellen werden alle Freiheitsgrade der Außenringe mit „Fixed-Joints“ gegen die Umgebung fixiert. Einflüsse vom Getriebegehäuse werden damit in den Simulationsergebnissen für die Schwingungsanregung nicht berücksichtigt. Analog zur neu entwickelten Lagerkraft-Messeinrichtung, beschrieben in Kap. 4.5, werden deren Komponenten in das MKS Modell integriert. Für den Pressverbund zwischen

dem Lageraußenring und Teil II der Lagerkraft-Messeinrichtung (LKME) wird ein „Fixed-Joint“ verwendet. Die als ideale Körper modellierten piezoelektrischen Sensoren verbinden die beiden Komponenten der LKME im Antriebsmodell. Teil I wird ebenfalls mit einem „Fixed-Joint“ gegen die Umgebung fixiert. Das Einbinden der LKME in die MKS-Umgebung ermöglicht die Aufzeichnung der dynamischen Lagerkraft an der gleichen Stelle wie am Getriebeprüfstand (Abb. 5-1).

Der modellierte Antriebsstrang ist in sinnvoll definierte Subsysteme unterteilt. Neben der „komfortablen“ Veränderung von Parametern und der detaillierten Untersuchung einzelner Modellkomponenten können mit dieser Aufbaustruktur ebenso einzelne Bauteile schnell ausgetauscht werden, beispielsweise die gerad- und die schrägverzahnte Stirnradstufe [40].

Die Simulation des Antriebs- und des Abtriebsmotors ist in Anlehnung an das Prüfstandskonzept gestaltet. Als Antriebsmodell ist ein Drehgelenk mit einer „Motion“ verknüpft, die mit einer ideal konstanten Drehzahl die Antriebswelle antreibt. Analog dazu ist ein ideales Bremsmoment an der Abtriebswelle definiert.

5.2 Bewertung der berechneten dynamischen Lagerkraft

Nach der Modellbeschreibung wird in diesem Abschnitt auf das Ergebnis der simulierten Lagerkräfte eingegangen. Theoretische Abbildungen komplexer mechanischer Systeme beinhalten meist Reduzierungen, um Zusammenhänge darstellen zu können [55]. Die beschriebenen Kontaktmodelle vernachlässigen mikro- bzw. makroskopische Effekte der Zahnoberflächen, fertigungsbedingte Abweichungen der idealen Zahnform, den Schmierfilm und Reibeffekte im Zahnkontakt. Durch die über die Zahnhöhe veränderliche Steifigkeit wird die Zahnverformung abgebildet und der entstehende verfrühte bzw. verspätete Zahneingriff berechnet. Zahlreiche Untersuchungen der Modelle zeigen trotz der Vereinfachungen eine Annäherung an das reale Verhalten und stimmen sehr gut mit den experimentellen Ergebnissen überein.

Ziel der rechnerischen Untersuchungen ist die Abbildung der gemessenen dynamischen Lagerkräfte. Um eine anschauliche Vergleichbarkeit der Signalverläufe zu erzeugen, sind die Aufzeichnungsdauer und die Abtastfrequenz bei den Simulationen und den experimentellen Untersuchungen entsprechend anzugleichen. Unterschiedliche Randbedingungen wirken sich vor allem bei der Betrachtung des in den Frequenzbereich transformierten

Zeitsignals aus. Da die Abtastrate die maximal darstellbare Frequenz beeinflusst (Abtasttheorem [30]), wirkt sich die Aufzeichnungs- bzw. Berechnungsdauer auf den Frequenzabstand im mit der Fast-Fourier-Analyse ermittelten Spektrum aus [29]. Um eine möglichst hohe Genauigkeit der Ergebnisse zu erzielen, werden die experimentellen und rechnerischen Untersuchungen bis zu einer maximalen Frequenz von 10 000 Hz und mit einer Frequenzauflösung von maximal 0,1 Hz durchgeführt. Zur Vermeidung von Fehlern in der Auswertung werden die Mess- und Simulationsergebnisse stets mit dem gleichen Auswerteprozess erarbeitet. Die hohe geforderte Genauigkeit ist mit einer sehr langen Berechnungszeit des MKS-Modells verbunden. Zur Erreichung dieser Frequenzauflösung ist die Bewegungsdauer des Antriebsstrangmodells auf eine Länge von 10 s einzustellen. Die Vielzahl der modellierten Kontakte und die maximale Zeitschrittweite von $1e-4$ s des Solvers bedingt somit eine Simulationsdauer von 10 Tagen pro Betriebspunkt.

In den folgenden Abbildungen sind exemplarisch Ergebnisse der berechneten dynamischen Lagerkraft der geradverzahnten Stirnradstufe bei einem Betriebspunkt von $1\,000\text{ min}^{-1}$ und 60 Nm dargestellt.

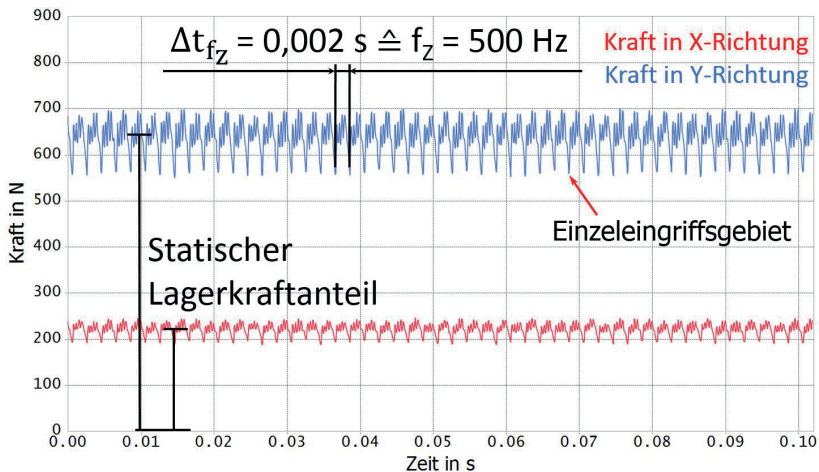


Abb. 5-12: Berechnete dynamische Lagerkraft; Zeitbereich; 1000 min^{-1} , 60 Nm

Bei der Betrachtung der dynamischen Lagerkräfte im Zeitbereich (Abb. 5-12) sind dabei die um die statischen Lagerkraftanteile schwingenden dynamischen Lagerkräfte in x- und y-Richtung gut zu erkennen. Analog zu Abb. 5-8 sind die sich ändernden Zahnkraftverhältnisse beim Übergang vom Einzel- in das Doppelengriffsgebiet und zurück als Kraftstöße im Zeitabstand der Zahneingriffsfrequenz f_{ZE} erkennbar. Aufgrund der „idealen“ Wellen des Simulationsmodells ist dem zeitlichen Verlauf der Lagerkraft keine sinusförmige Schwingung durch die Drehfrequenz der Wellen überlagert.

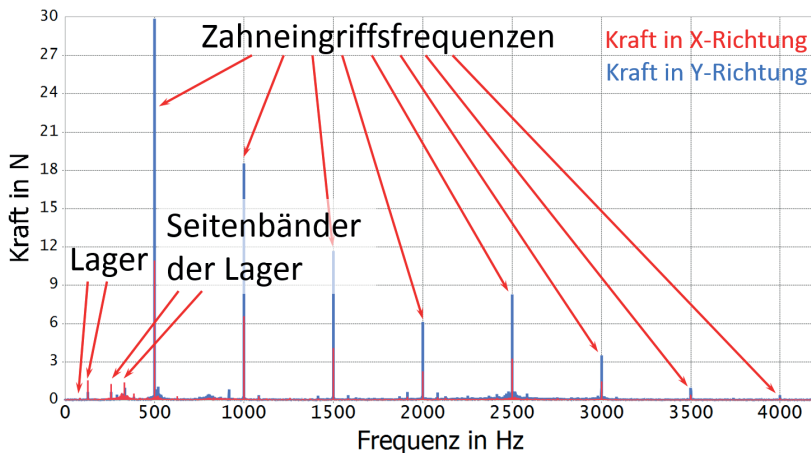


Abb. 5-13: Berechnete dynamische Lagerkraft; Frequenzbereich; 1000 min⁻¹, 60 Nm

Die Ergebnisse der Kombination der Modellkomponenten Lager, teilelastische Wellen und Zahnkontakt unterstreichen deren Funktion durch die in Kap. 4.5.2 beschriebenen auftretenden Schwingungsphänomene. Das in den Frequenzbereich transformierte Zeitsignal der dynamischen Lagerkraft dokumentiert die Zahneingriffsfrequenz und deren Vielfache in Abb. 5-13. Die Amplitudenhöhen der Zahneingriffsfrequenzen zeigen einen realistischen Verlauf [30]. Bei idealen fehlerfreien Zahnradern fallen die Amplituden der Vielfachen mit steigender Frequenz ab. Entstehen Amplitudenüberhöhungen der Höherharmonischen, so kann dies durch fehlerhafte oder defekte Zahnformen begründet sein. Fällt eine Resonanzfrequenz der Getriebewelle mit einer Höherharmonischen zusammen, kann dies ebenso

zu einer Erhöhung dieser Amplitude führen. Konstruktive Änderungen oder Veränderungen der Steifigkeiten der Wellen können diesen Effekt reduzieren. Ebenso sind aufgrund der Amplitudenmodulation der Zahnkraft durch die Lager Seitenbänder neben den Zahneingriffsfrequenzen sichtbar. Diese befinden sich im Abstand der Überrollfrequenzen der Wälzkörper der an der Ausgangswelle sitzenden Lager. Im unteren Frequenzbereich sind die beiden Lager und deren Seitenbänder zu erkennen. Analog zum isoliert betrachteten Lagermodell in Abb. 5-4 ist die radiale Kraft in x-Richtung größer als in tangentialer Richtung. Als Grund dafür ist das implementierte Reibmodell zu nennen.

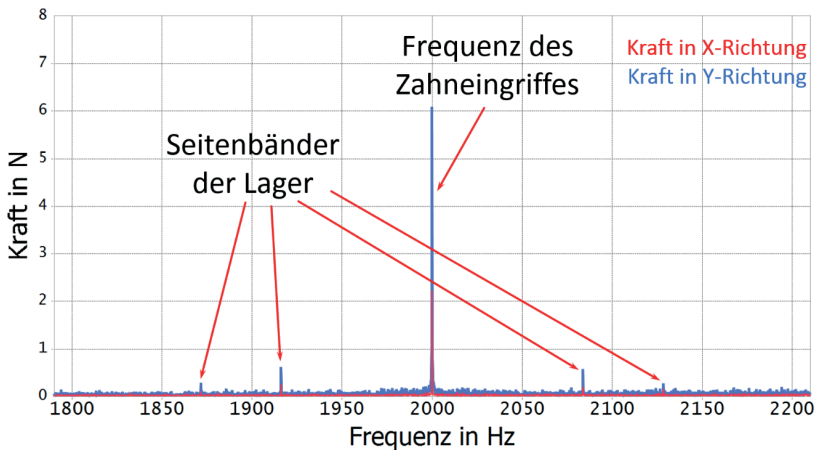


Abb. 5-14: Berechnete dynamische Lagerkraft; vergrößerter Frequenzbereich; 1000 min⁻¹, 60 Nm

Abb. 5-14 zeigt einen Teilausschnitt des berechneten Frequenzspektrums im Bereich um die dritte Vielfache der Zahneingriffsfrequenz. Wegen der dynamischen Effekte der modellierten Lager wird die im Zahneingriff entstehende dynamische Zahnkraft „auf dem Weg zum Lageraußenring“ moduliert. Damit enthält das Kraftsignal am Lageraußenring ebenfalls Werte, die durch das Lager amplitudenmoduliert sind. Nicht symmetrische Seitenbänder der beiden Lager könnten auf ein durch Frequenzmodulation überlagertes Signal hindeuten. Frequenzmodulierte Signale entstehen meist durch Drehfehler des Antriebssystems, begründet durch Teilungsfehler der Zahnräder (trifft hier nicht zu), oder durch schwingende Wellen.

Die Untersuchungen der schrägverzahnten Stirnradstufe wurden analog zum geradverzahnten Modell durchgeführt. Als wesentliche Änderung zum Auswerteverfahren der dynamischen Lagerkräfte ist die Betrachtung der Axialkraft in z-Richtung zu nennen. Davon abgesehen ergeben sich für die Bewertung des Simulationsmodells keine neuen Erkenntnisse.

Fazit

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das beschriebene MKS-Modell trotz der aufgeführten Vernachlässigungen und Vereinfachungen sehr gute Ergebnisse liefert. Die isolierte Betrachtung der einzelnen Komponenten trägt einen großen Teil zur positiven Bewertung dieses Simulationsmodells bei. Wichtig hierbei ist die detaillierte Untersuchung der berechneten Zeitsignale und Frequenzspektren. So gilt: enthält ein Modell weniger Kontakte, erleichtert dies die Ursachenforschung bezüglich nicht leicht erklärbarer Phänomene. Als Beispiel hierfür lässt sich der erkannte schwingende Reibwert im Lager nennen, der zu einer nicht auf der Kinematik beruhenden Schwingung führt.

Somit liegt nun für die weiteren Untersuchungen ein ausreichend genaues MKS-Modell des Antriebsstranges vor.

6 Validierung der experimentell und analytisch ermittelten dynamischen Lagerkräfte

Dieser Hauptabschnitt der vorliegenden Arbeit beschreibt die Herangehensweise an die Messdatenerfassung, die Plausibilisierung der aufgezeichneten Messsignale und ihre Reproduzierbarkeit. Anschließend werden die gemessenen dynamischen Lagerkräfte mit den in Kapitel 5 berechneten Lagerkräften verglichen und bewertet. Untersuchungen des Einflusses unterschiedlicher Viskositäten des Schmierstoffes auf die dynamische Lagerkraft folgen. Schließlich wird auch die Schallabstrahlung im Betriebskennfeld experimentell ermittelt, und die Werte werden für unterschiedliche Viskositäten miteinander verglichen.

6.1 Erfassung und Auswertung der Messdaten

Wie bereits in Kapitel 4.2 erwähnt, erfolgt die Prüfstandssteuerung und die Messdatenerfassung mit einem in LabView programmierten Tool. Die durch den Ladungsverstärker aufbereiteten Kraftsignale werden von einer Messkarte mit einer Abtastrate von 25,6 kS/s (kilo Samples pro Sekunde) pro Kanal erfasst. Die Mikrofone sind an IEPE-Messkarten angeschlossen, die ebenfalls über eine Abtastrate von 25,6 kS/s pro Kanal verfügen. Analog erfolgt die Erfassung der Drehzahl und des Drehmomentes der Messwelle. Das auf Flexibilität hin programmierte Tool kann beliebig um Messkarten bzw. Messkanäle erweitert werden. Ebenso sind die Aufzeichnungsdauer und die Abtastrate frei wählbar und damit die maximal zu erfassende Frequenz sowie die Frequenzauflösung nach der FFT für die Betrachtung im Frequenzbereich einstellbar.

Mit dem Steuerungstool des Prüfstandes können stationäre Betriebspunkte, frei einstellbare Drehzahlrampen oder automatisiert mehrere frei wählbare stationäre Betriebspunkte angefahren werden. Die Temperatur des Schmierstoffes ist zwischen 40 °C und 75 °C einstellbar. Zur Bestimmung der Temperatur bzw. der Viskosität ist ein Temperaturfühler unmittelbar vor der Einspritzdüse angebracht, dessen gemessener Wert als Ist-Wert für die Temperaturregelung genutzt wird.

Die aufgezeichneten Messdaten werden mit einem selbst programmierten Auswertetool (LabView) automatisiert ausgewertet. Voraussetzung ist die Definition einer Namenskonvention der Messdateien, da das Auswertetool

aus der Dateibezeichnung Informationen einliest, beispielsweise den Betriebspunkt. Des weiteren ist das Tool so ausgelegt, dass ebenfalls die simulierten Lagerkräfte ausgewertet werden können, da diese im ASCII-Format vorliegen. Damit ist eine gemeinsame Basis geschaffen, da ausschließlich Textdateien aus Messung und Rechnung zur Auswertung herangezogen werden.

Bei den gemessenen bzw. berechneten Lagerkräften (Kraft in x-, y-, z-Richtung und Betrag der Kraftvektoren) und Schalldrücken können als einzelne Frequenzen die Wellendrehfrequenzen und die Zahneingriffsfrequenz und deren Vielfache tabellarisch dokumentiert werden. Außerdem werden die Oktav- und Terzband-bewerteten Kraft- und Schalldruckpegel und jeweils der Gesamtpegel ausgewertet. Die Standardabweichung und der Mittelwert werden von jedem Set gleicher Betriebspunkte der jeweiligen „Spalten“ bestimmt. Die Gesamtstandardabweichung beispielsweise eines Oktavband-bewerteten Frequenzbandes wird ebenso ermittelt.

Im nächsten Schritt werden die vorbereiteten Diagramme halbautomatisch erstellt. Der Schwerpunkt liegt dabei auf der Darstellung des Einflusses des Drehmomentes auf die Schwingungsanregung und die Schallabstrahlung bei unterschiedlichen Drehzahlen. Ebenso wird das Schwingungsverhalten bei unterschiedlichen Temperaturen des Schmierstoffes im Betriebskennfeld dokumentiert. Durch diese Vorgehensweise ist die gleichzeitige Auswertung vieler Messdateien in kurzer Zeit möglich.

In Abb. 6-1 ist exemplarisch die gemessene Lagerkraft im Betriebspunkt „Umdrehung der Antriebswelle $1\,000\text{ min}^{-1}$ und Drehmoment 65 Nm “ dargestellt. Deutlich zu erkennen sind die unterschiedlich zusammengefassten Bereiche der Oktav- und Terzband-Bewertung. Aufgrund der in dieser Messung auftretenden Zahneingriffsfrequenzen und deren Vielfachen würde die alleinige Oktavbandbewertung den Kraftpegelverlauf zu grob darstellen, da die Zahneingriffsfrequenzen den größten Anteil zur gemessenen Kraft beitragen. Trotzdem sind die Oktav- und Terzband- Bewertungen wichtig. Sie fassen den Beitrag eines schmalen Frequenzbandes (abhängig davon, ob Oktav- oder Terzband) in einem Wert zusammen und stellen damit eine bessere Vergleichbarkeit verschiedener Betriebspunkte beispielsweise bei Parameterstudien her. Werden nur einzelne Frequenzpunkte unterschiedlicher Messungen verglichen, kann es aufgrund der hohen Empfindlichkeit der Ausprägung der Seitenbänder zu erheblichen Abweichungen kommen.

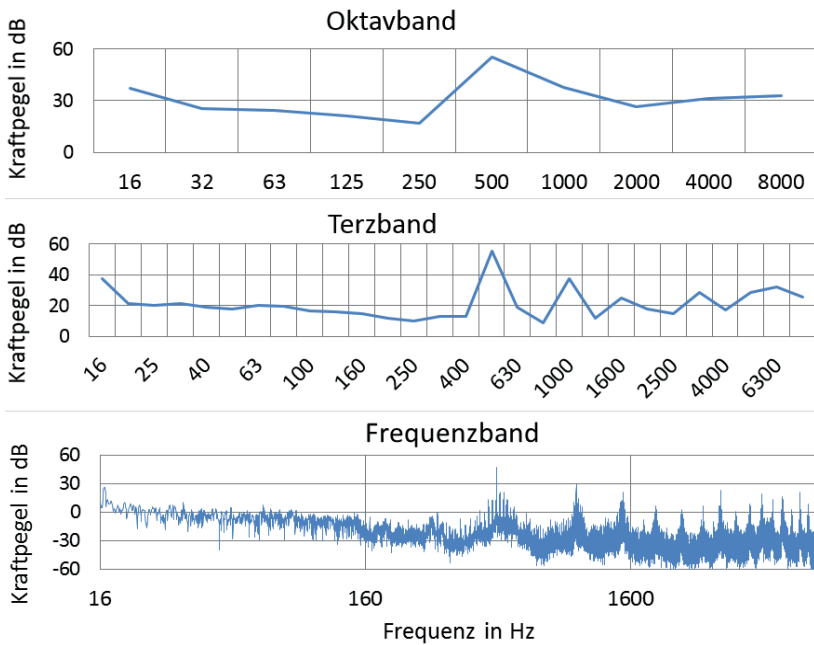


Abb. 6-1: Exemplarische Darstellung der dynamischen Lagerkraft im Oktav-, Terz- und Frequenzband; 1000 min^{-1} , 65 Nm ; siehe [49]

6.2 Vorgehensweise zum Erfassen der Messdaten

Eine wichtige Eigenschaft eines Prüfstandes stellt die Möglichkeit dar, reproduzierbare Messungen durchführen zu können. Bei dem entwickelten Prüfstand zeigte sich bei den ersten Untersuchungen, dass zum Erreichen einer befriedigenden Reproduzierbarkeit eine bestimmte Vorgehensweise notwendig ist. An unterschiedlichen Messtagen und bei einer nur kurzen Einlaufzeit des Prüfstandes konnte keine ausreichende Reproduzierbarkeit nachgewiesen werden. Auffällig waren die beim gleichen Betriebspunkt wiederholten Messungen und die anschließend ausgewerteten Frequenzspektren der Lagerkraft, die Abweichungen der einzelnen „Kraftpeaks“ von bis zu 25 % zeigten (siehe Abb. 6-2). Offensichtlich wirken sich Temperatureinflüsse der Prüfstandskomponenten (Elektromotoren, Frequenzumrichter, etc.), des Prüfstandswagens und der Getriebegehäusebefestigungen stark auf die gemessene Lagerkraft aus. Als ein weiterer möglicher Grund

wurde das temperatursensitive Verhalten der piezoelektrischen Kraftsensoren mit dem Hersteller besprochen und ausgeschlossen. Basierend auf umfangreichen Untersuchungen des Einlaufverhaltens des gesamten Prüfstandsbaus im betrachteten Betriebsbereich wurde ein Einfahrzenario definiert, das eine sehr gute Reproduzierbarkeit der durchgeführten Messungen zulässt. In Abb. 6-2 sind die aufgezeichneten Lagerkräfte der Zahneingriffsfrequenz (F_{ZE1}) und der ersten beiden Vielfachen (F_{ZE2} und F_{ZE3}) exemplarisch dargestellt (hier ist zu beachten, dass die linke Kraftskala für F_{ZE1} und die rechte für F_{ZE2} und F_{ZE3} gilt). Diese Messung wurde über einen Zeitraum von 8 h durchgeführt, um ein entsprechendes Einlaufszenario definieren zu können. Nach einer Einlaufzeit von ca. 4 h ist der gesamte Prüfstand auf eine Temperatur eingeschwungen. Damit wird folgendes Szenario festgelegt [26]:

- Einlaufzeit: 4 h
- Betriebsdrehzahl der Antriebswelle: 1800 min^{-1}
- Betriebsdrehmoment: 30 Nm

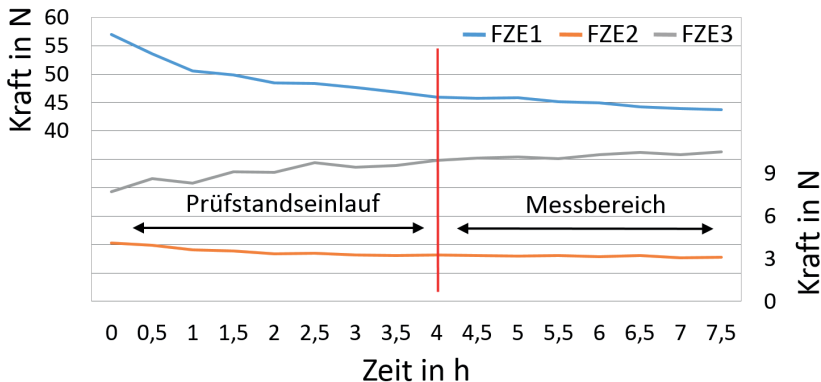


Abb. 6-2: Verhalten der dynamischen Lagerkraft bei konstantem Betriebspunkt; $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $M = 30 \text{ Nm}$ [26]

Nachdem der Prüfstand eingelaufen ist, wird das Betriebskennfeld vermessen. Die Betriebspunkte werden so angefahren, dass nach einem Messpunkt mit „hoher“ Leistung ein Messpunkt „niedriger“ Leistung folgt. Damit wird gewährleistet, dass der Prüfstand auf seinem eingeschwungenen Niveau

bleibt, um Verfälschungen der Messergebnisse zu verhindern. Jeder Betriebspunkt des Kennfeldes wird zehnmal gemessen. Die Abfolge ist dabei rollierend, d.h., es wird eine definierte Reihenfolge der zu messenden Punkte zehnmal durchlaufen. Damit besteht eine weitere Absicherung gegen verfälschte Messergebnisse.

6.3 Verifizierung der Lagerkraft-Messeinrichtung am Getriebeprüfstand

Nachdem die Basis geschaffen ist, Messdaten aufzeichnen und auswerten zu können, und das definierte Einfahrscenario reproduzierbare Messungen im Betriebskennfeld zulässt, wird im folgenden Abschnitt die Verifizierung der Lagerkraft-Messeinrichtung beschrieben. Die gemessenen statischen Lagerkräfte werden mit den simulierten und den „von Hand“ berechneten Kräften verglichen. Anschließend folgt die Bewertung der Standardabweichung der mit dem Auswertetool berechneten Frequenzpunkte, Oktav- und Terzbänder der dynamischen Kräfte und Schalldrücke.

6.3.1 Betrachtung der statischen Lagerkräfte

Zwischen den beiden Bauteilen (vgl. Abb. 4-10) der Lagerkraft-Messeinrichtung befinden sich die vier piezoelektrischen Kraftsensoren. Die drei messbaren Kräfte (x-, y- und z-Richtung) jedes Sensors besitzen eine eigene Empfindlichkeit (in pC/N), deshalb wurden für diese Messplattform vom Hersteller vier Sensoren ausgewählt, deren Empfindlichkeiten in allen Kraftrichtungen (insgesamt 12) sehr ähnlich sind. Nach dem Zusammenbau der Messplattform mit der genau eingestellten Vorspannkraft wurde diese kalibriert, um die resultierende Empfindlichkeit zu bestimmen. Jede der gemessenen Kräfte (x-, y- und z-Richtung) die am Ladungsverstärker abgegriffen werden kann, besitzt damit eine eigene Gesamtempfindlichkeit.

Zur Plausibilisierung der statischen Lagerkraftanteile ist folgendes Modell einer belasteten Welle des Antriebsstranges beschrieben (analog in y- und z-Richtung):

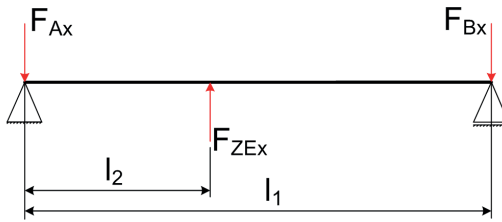


Abb. 6-3: Prinzipdarstellung zur Berechnung der statischen Lagerkräfte

Aus dem dargestellten Prinzipbild zur Bestimmung der radialen Lagerkraft in Abb. 6-3 werden mit den folgenden Gleichgewichtsbedingungen die statischen Lagerkräfte abgeschätzt.

$$\sum F_x: F_{ZEx} - F_{Ax} - F_{Bx} = 0 \quad (6-1)$$

$$\sum M_{Ax}: F_{ZEx} \cdot l_2 - F_{Bx} \cdot l_1 = 0 \quad (6-2)$$

Darin stellen F_{Ax} die Lagerkraft in der Lagerkraft-Messeinrichtung, F_{Bx} die Kraft im Loslager und F_{ZEx} die resultierende statische radiale Zahnkraft dar. F_{ZEx} berechnet sich aus dem anliegenden Drehmoment und dem Hebelarm abhängig von der Geometrie des jeweiligen Zahnrades. Analog zu den o. a. Formeln berechnen sich die statischen Lagerkräfte in tangentialer und axialer Richtung (nur bei der Schrägverzahnung). Aus den Zeitverläufen der dynamischen Lagerkräfte mit einem übertragenen Drehmoment von 40 Nm und den Formeln (6-1) und (6-2) ergibt sich der Vergleich zwischen den am Prüfstand gemessenen, den mit dem MKS-Modell simulierten und den mit der „Handrechnung“ bestimmten Ergebnissen der statischen Lagerkraftanteile der Gerad- und Schrägverzahnung.

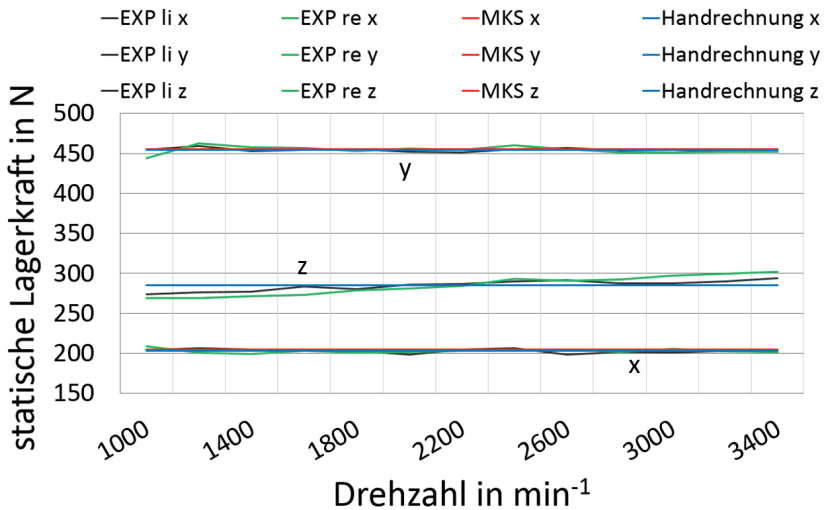


Abb. 6-4: Vergleich der bestimmten statischen Lagerkräfte; $M = 40 \text{ Nm}$, schrägverzahnt

In Abb. 6-4 ist der Vergleich der auf drei unterschiedliche Arten bestimmten statischen Lagerkräfte der Schrägverzahnung dargestellt. Die statische Lagerkraft ist aufgrund der Gleichgewichtsbedingungen nur vom anliegenden Drehmoment abhängig, nicht von der eingestellten Drehzahl. Dennoch ist in Abb. 6-4 der statische Kraftanteil über der Drehzahl aufgetragen, um das richtige Vorgehen zur Erfassung der Messwerte nochmals zu belegen. Die mit dem MKS-Modell (rot) und die mit den Gleichungen (6-1) und (6-2) (blau) bestimmten statischen Lagerkräfte sind deckungsgleich. Am Getriebeprüfstand werden die experimentellen Untersuchungen zur statischen Lagerkraft in beiden Drehrichtungen und im Drehzahlbereich von $1\,000 \text{ min}^{-1}$ bis $3\,500 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt. Die gemessenen Lagerkräfte zeigen ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung mit den Werten der Handrechnung und der MKS-Rechnung. Ein analoges Verhalten wird bei Messungen mit der geradverzahnten Stirnradstufe und bei unterschiedlichen Drehmomenten festgestellt. Damit werden die statischen Lagerkraftanteile durch die Lagerkraft-Messeinrichtung korrekt erfasst.

6.3.2 Reproduzierbarkeit und Standardabweichung

Die Möglichkeit, qualitativ hochwertige Messungen durchführen zu können, ist durch die Eigenschaft einer „geringen“ Standardabweichung und damit einer „ausreichenden“ Reproduzierbarkeit gegeben. Die Standardabweichung beschreibt die durchschnittliche Abweichung aller Messwerte der entsprechenden Messreihe vom Mittelwert. Wird beispielsweise eine Standardabweichung $s(M) = 2 \%$ einer Messreihe bestimmt, so bedeutet dies, dass 68,3 % aller Messwerte maximal 2 % vom arithmetischen Mittelwert der erfassten Messwerte abweichen. 95,4 % der Messwerte liegen innerhalb der doppelten Standardabweichung (hier 4 %). Der statistische Wert „Standardabweichung“ hilft, bei der Bewertung des errechneten arithmetischen Mittelwertes einer Messreihe festzustellen, welche Aussagekraft die aufgezzeichneten Messdaten haben [60].

Die Festlegung der Grenzen für dieses Bewertungskriterium ist abhängig von der Art der Messung und davon, welche Güte erfüllt werden muss. Bei der Messung der Schalldruckpegel im Prüfstandsraum werden als Orientierung die vorgegebenen Grenzwerte aus der DIN EN ISO 3743-1 verwendet. Damit werden zur Bewertung der Standardabweichung der durchgeführten Messungen folgende Werte festgelegt:

- Maximale Standardabweichung für Lagerkräfte: 5,0 %
- Maximale Standardabweichung für Schalldruckpegel: 1,5 dB

In Abb. 6-5 ist der Verlauf der Standardabweichung der in stationären Betriebspunkten gemessenen Lagerkräfte in Terzbandbewertung über dem gesamten Drehzahlbereich bei einem konstanten Drehmoment von 40 Nm dargestellt [49]. Dabei wird die Standardabweichung jeweils bei zehn Messungen für eine Drehzahl bestimmt. Die Breite der Terzbänder nimmt mit steigender Frequenz zu, deshalb deckt die linke Hälfte des Diagramms den Frequenzbereich von 0 Hz bis 500 Hz ab und die rechte Hälfte den Bereich von 500 Hz bis 10 000 Hz. Bis auf einzelne Ausreißer liegt die Standardabweichung der Lagerkräfte weit unterhalb der 5 %-Linie. Der Wert der durchschnittlichen Standardabweichung über alle Terzbänder dieses Diagramms beträgt 2,28 %.

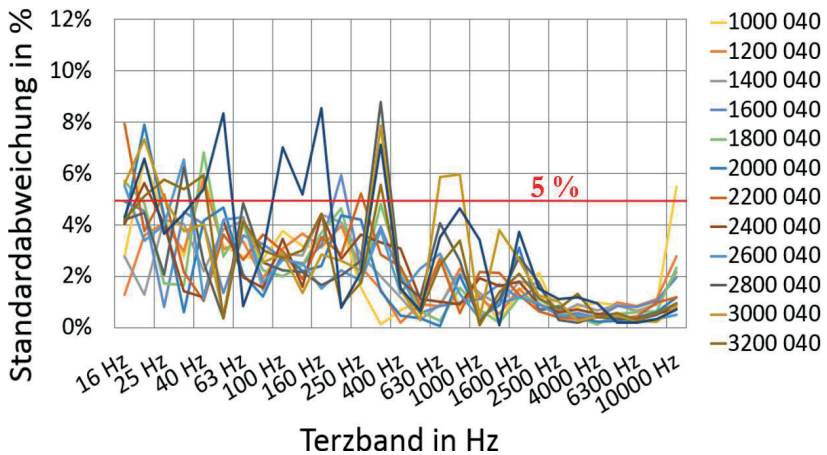


Abb. 6-5: Standardabweichung der Terzbänder der Lagerkraft in %

Analog dazu sind in Abb. 6-6 die Verläufe der Standardabweichung der aufgezeichneten Schalldrücke dokumentiert. Laut o. g. DIN-Norm dürfen im beschriebenen Hallraum die Messdaten für Schallleistungsmessungen unterhalb der Grenzfrequenz von 396,5 Hz (siehe Tab. 4-1) nicht zur Auswertung herangezogen werden. Dies bestätigt auch der Verlauf der Standardabweichungen in Abb. 6-6. Im unteren Frequenzbereich liegen die Werte teilweise über 4,5 dB. Als Ursache dafür sind die Eigenfrequenzen des Hallraumes unterhalb der angegebenen Grenzfrequenz zu nennen. Diese beeinflussen die Schallausbreitung im Prüfraum und damit die aufgezeichneten Messsignale. Im Frequenzbereich von 400 Hz bis 8 000 Hz liegt die durchschnittliche Standardabweichung für die Schalldruckpegel dagegen bei sehr guten 0,53 dB.

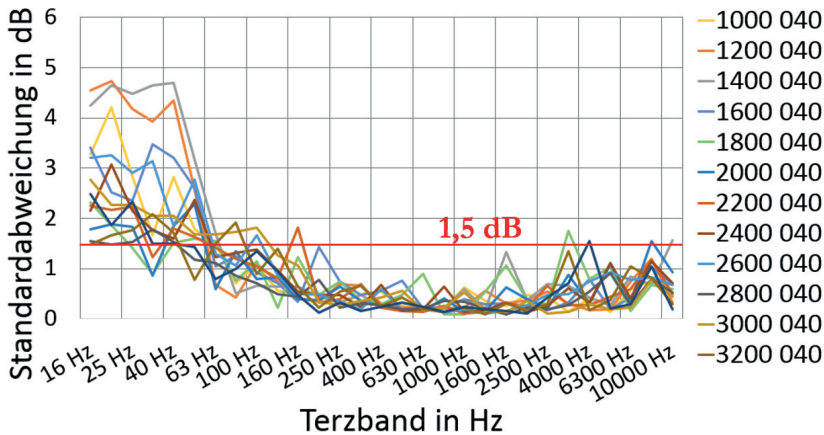


Abb. 6-6: Standardabweichung der Terzbänder der Schalldruckpegel in dB

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass mit oben beschriebener Vorgehensweise zur Erfassung der Messdaten ein Verfahren definiert wurde, dass sehr gut reproduzierbare Messergebnisse liefert. Dies ist durch diese Dokumentation belegt. Die anschließende automatisierte Auswertung und Analyse der Messdaten schafft eine hochwertige Basis dafür, Parameterstudien hoher Aussagekraft durchführen zu können.

6.3.3 Analyse der gemessenen dynamischen Lagerkraft

Die Kenntnis über die Schwingungsanregung des Gehäuses ist eine der wichtigsten Größen bei der Berechnung der Schallabstrahlung von Getriebegehäusen. Ist das Getriebe nicht in einem Antriebsstrang verbaut, wird das Gehäuse ausschließlich durch die dynamischen Kräfte des Zahneingriffs angeregt. Diese Kräfte werden durch die dynamischen Steifigkeiten der Lager moduliert und regen an der Schnittstelle „Lageraußenring / Lagersitz“ das Getriebegehäuse zum Schwingen an. Messverfahren mit Beschleunigungssensoren oder piezoelektrischen Messdübeln, die am oder in der Nähe der Lager platziert sind, geben Aufschlüsse über die qualitative Bewertung der Schwingungsanregung. Die Bestimmung der Höhe der gemessenen „Kraftpeaks“ unterliegt dennoch meist einem Schätzverfahren [20], [61]. Bei dem oben beschriebenen neuartigen Messverfahren dagegen befinden sich die piezoelektrischen Kraftsensoren (in Scheibenform) direkt im

Kraftfluss zwischen dem Lageraußenring der Abtriebswelle und dem Lagersitz des Getriebegehäuses. Diese Art der Positionierung der Kraftsensoren ermöglicht das direkte Messen der dynamischen Lagerkraft, da die gesamte Kraft ausgehend vom Zahneingriff „durch“ die Sensoren „hindurchfließt“. Die folgenden Abbildungen sollen das Potential des beschriebenen Messprinzips belegen.

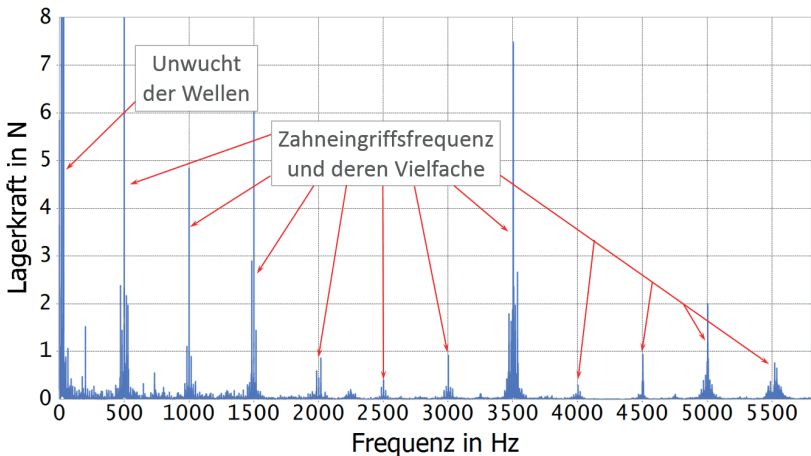


Abb. 6-7: Gemessene dynamische Lagerkraft in y-Richtung; 1000 min⁻¹, 65 Nm; geradverzahnt

In Abb. 6-7 ist die gemessene dynamische Lagerkraft im Frequenzbereich dargestellt. Bei der Drehzahl von 1000 min⁻¹ beträgt die Zahneingriffsfrequenz der geradverzahnten Stirnradstufe 500 Hz. Die beim Abwälzen regelmäßig aufeinanderfolgenden Stöße erzeugen eine Stoßimpulsfolge. Aufgrund der äquidistanten Stoßimpulse entstehen im Frequenzbereich bei den Vielfachen der Zahneingriffsfrequenz ebenso überhöhte Kraftamplituden. Die Höhe dieser Amplituden nimmt mit steigender Frequenz ab, allerdings ist deren exakter Verlauf stark vom Überdeckungsgrad abhängig [30]. Bei geradverzahnten Stirnradstufen (ungünstige Überdeckung) sind die Vielfachen stärker ausgeprägt als bei Schrägverzahnungen (geeignete Überdeckung). Einen wesentlichen Einfluss auf die Kraftamplituden übt damit der Verlauf der Gesamtsteifigkeit des Zahnradpaares aus. Da im gemessenen Signal in Abb. 6-7 das Getriebegehäuse bei seinen Resonanzfrequenzen antwortet, sind bei diesen Frequenzen die Kraftamplituden überhöht (siehe

z. B. um 3 500 Hz). Im unteren Frequenzbereich sind dagegen die Unwuchten der beiden Wellen der Stirnradstufe sichtbar. Die Drehfrequenzen liegen bei der Antriebsdrehzahl von $1\,000\text{ min}^{-1}$ für die Antriebswelle bei 16,7 Hz und für die Abtriebswelle bei 14,7 Hz (Übersetzungsverhältnis $i_{\text{ge-rad}} = 1,13$). Im aufgezeichneten Betriebskennfeld von $1\,000\text{ min}^{-1}$ bis $3\,500\text{ min}^{-1}$ liegen die Drehfrequenzen im Frequenzbereich von 14,7 Hz bis 58,3 Hz und haben damit nur einen marginalen Einfluss auf die Geräuschabstrahlung.

Zur Darstellung der in Kap. 4.5.2 aufgeführten Schwingungsphänomene ist in Abb. 6-8 der Bereich um 1 500 Hz (aus Abb. 6-7) hochaufgelöst dokumentiert. Genau bei 1 500 Hz liegt die zweite Vielfache der Zahneingriffsfrequenz. Beide Wellen erzeugen Seitenbänder und Vielfache dieser Seitenbänder im Abstand der jeweiligen Drehfrequenz durch Amplituden- und Frequenzmodulation links und rechts neben der Zahneingriffsfrequenz. Die Farben „Rot“ und „Orange“ stehen dabei für die Ab- und die Antriebswelle. Bei der gegebenen Antriebsdrehzahl liegt wie erwähnt die Drehfrequenz der Antriebswelle bei 16,7 Hz. Die dazugehörigen Seitenbänder liegen damit bei 1 483,3 Hz, 1 466,6 Hz, 1 449,9 Hz, usw. Das analoge Verhalten gilt für die Abtriebswelle und den Frequenzbereich oberhalb von 1 500 Hz. Die Frequenzen der Vielfachen der Wellendrehfrequenzen werden multipliziert, deshalb vergrößert sich der Abstand der Vielfachen der Seitenbänder der beiden Wellen zueinander (siehe Abstand zwischen den roten und orangefarbenen Pfeilen). Die dunkelblauen Pfeile zeigen die Seitenbänder, die durch die Schwebung erzeugt werden. Die Frequenz der Schwebung ist definiert durch die Differenz der Drehfrequenzen der beiden Antriebswellen. Bei oben beschriebenem Beispiel liegt diese bei $f_{\text{Schwebung}} = 2\text{ Hz}$. Die Amplitude der Schwebung ist vergleichsweise gering, aus diesem Grund sind die jeweiligen Seitenbänder nur im Bereich um die Seitenbänder der Wellen experimentell zu erfassen. In der Farbe „Violett“ ist das Seitenband, das durch die Überrollfrequenz des Loslagers erzeugt wird, dargestellt.

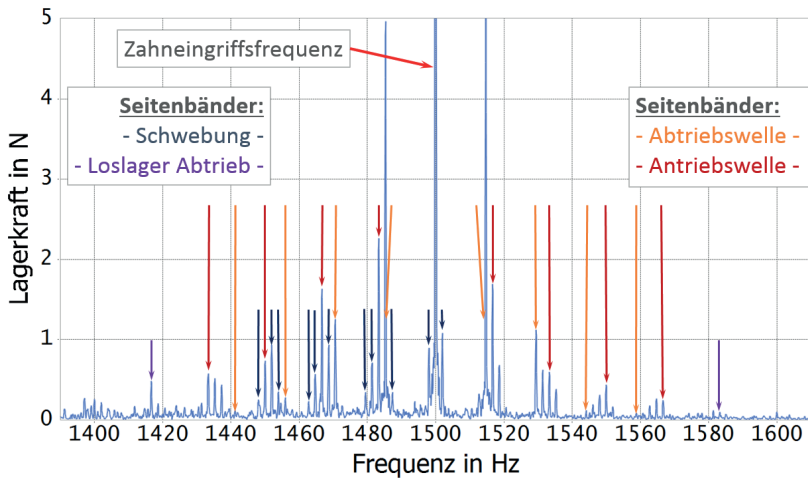


Abb. 6-8: Gemessene dynamische Lagerkraft in y-Richtung; 1000 min⁻¹, 65 Nm; geradverzahnt; gezoomt

Als Anwendungsfall derartiger Messungen wird beispielsweise der Verlauf der Seitenbandfamilien zur Analyse von Stirnradstufen verwendet [30]. Symmetrisch verlaufende Seitenbänder deuten auf eine Stirnradstufe ohne Schäden hin. Je nach Schadensart und Geometrie der Zahnräder verändert sich die Ausbildung der Seitenbänder. In der Norm DIN 3979 sind hierzu 27 unterschiedliche Arten von Zahnradschäden aufgeführt, auf die an dieser Stelle nicht eingegangen wird [50].

In Abb. 6-9 ist ein Wasserfalldiagramm der gemessenen dynamischen Lagerkraft aufgeführt. Diese Drehzahlrampe wurde im Drehzahlbereich von 1 000 min⁻¹ bis 3 500 min⁻¹ und bei einem Drehmoment von 50 Nm aufgezeichnet. Dieser quasistationäre Hochlauf wurde mit einer Steigung von 5 min⁻¹ pro Sekunde durchgeführt. Die gesamte Messdauer der Drehzahlrampe beläuft sich damit auf 500 s. Als schräg verlaufende Linien sind die unterschiedlichen Ordnungen der Zahneingriffsfrequenz mit den Seitenbändern der Wellen und als vertikale Verläufe die Amplituden bei den Eigenfrequenzen des Getriebehäuses zu erkennen.

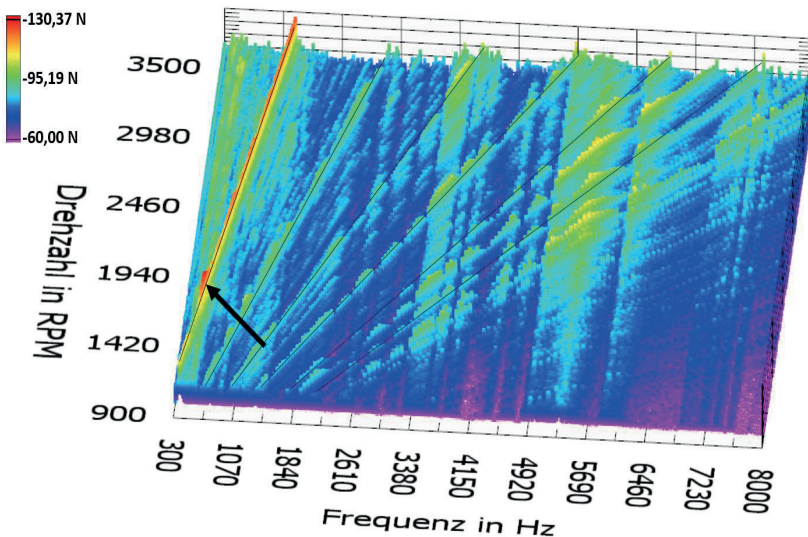


Abb. 6-9: Hochlauf schrägverzahnte Stirnradstufe, Kraft in y-Richtung; 50 Nm

Über dem gesamten Drehzahlbereich trägt die Kraft der ersten Zahneingriffsfrequenz den größten Teil zur Anregung bei. Der Punkt der größten Anregung ist mit dem schwarzen Pfeil gekennzeichnet. Hier trifft die Hauptzahneingriffsfrequenz bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} auf die erste Eigenfrequenz des Getriebegehäuses. Erwartungsgemäß treten im Schnittpunkt zwischen den Zahneingriffsfrequenzen und den Resonanzfrequenzen des Gehäuses die größten Amplituden auf. Des weiteren regen die Seitenbänder der Getriebewellen ebenfalls das Gehäuse zum Schwingen an. Diese Dokumentation des Hochlaufs belegt, dass die Schwingungsanregung des Getriebegehäuses maßgeblich durch die Zahneingriffsfrequenz und deren erste vier Vielfachen gekennzeichnet ist. Erkennbar ist dieses Verhalten beispielsweise im unteren Drehzahlbereich. Oberhalb von ca. 2500 Hz wird das Gehäuse nur mehr gering zum Schwingen angeregt. Dagegen wird im oberen Drehzahlbereich ab ca. 2500 min^{-1} das Gehäuse insgesamt über einen breiten Frequenzbereich angeregt.

Abb. 6-10 dokumentiert den Verlauf des Gesamtlagerkraftpegels im vermessenen Betriebskennfeld. Deutlich zu erkennen ist bei 1500 min^{-1} die Hauptanregung des Gehäuses. Wie oben bereits erwähnt trifft bei dieser

Antriebsdrehzahl die erste Zahneingriffsfrequenz die erste Resonanzfrequenz des Getriebegehäuses. Mit steigendem Antriebsdrehmoment steigt der Gesamtkraftpegel bei dieser Drehzahl auf maximal 57,3 dB an.

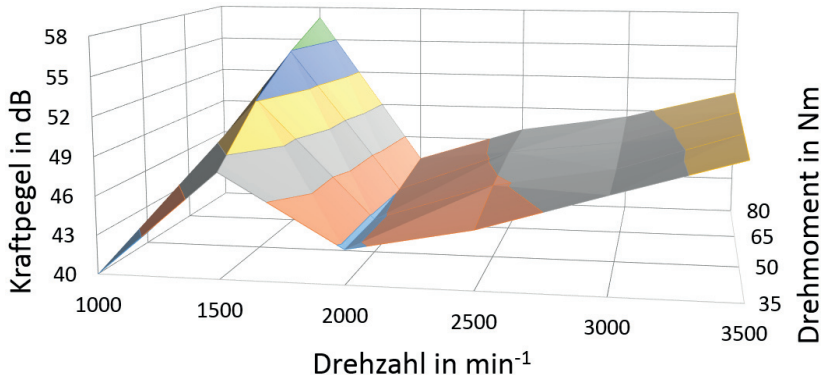


Abb. 6-10: Verlauf des Gesamtlagerkraftpegels im Betriebskennfeld; schrägverzahnt; Öltemperatur 40 °C

Fazit

Die detaillierte Dokumentation der experimentell erfassten dynamischen Lagerkraft verdeutlicht, wie hochauflösend auch im oberen Frequenzbereich die Kräfte ermittelt werden. Ebenfalls können Untersuchungen auf einzelne Ursachen unterschiedlicher Schwingungsphänomene hin durchgeführt werden. Damit ist ein Messverfahren geschaffen, das es ermöglicht, Parameterstudien durchzuführen, um Einflüsse auf die Schwingungsanregung frequenzspezifisch zu erfassen.

6.4 Validierung der berechneten Schwingungsanregung

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der berechneten dynamischen Lagerkräfte der gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufe den experimentell ermittelten Werten gegenübergestellt. Im betrachteten Betriebskennfeld werden verschiedene Einflüsse diskutiert und die Vergleichbarkeit bewertet. In einem weiteren Unterpunkt wird detailliert auf das Verhalten unterschiedlicher Viskositäten auf die Schwingungsanregung und die Schallabstrahlung eingegangen.

6.4.1 Validierung der berechneten und gemessenen dynamischen Lagerkräfte

Mit dem in Kap. 5 beschriebenen Mehrkörper-Simulationsmodell werden Berechnungen im gesamten Betriebskennfeld mit der Gerad- und Schrägverzahnung durchgeführt. Die gemessenen und berechneten Ergebnisse aller Betriebspunkte werden, um systematische Fehler zu vermeiden, mit dem oben beschriebenen Tool ausgewertet. Ziel ist es, die Validierung der dynamischen Lagerkräfte im Frequenzspektrum und in Terz- und Oktavbändern durchzuführen, und die Ergebnisse im Hinblick auf die Geräuscentwicklung zu bewerten. Exemplarisch dafür wird der Betriebspunkt bei der Drehzahl 2500 min^{-1} und bei einem Drehmoment von 50 Nm der geradverzahnten Stirnradstufe ausgewählt. Zunächst findet die Auswertung im Zeitbereich statt. Allerdings sind die dabei herauszulesenden Informationen nur zur Plausibilisierung der Ergebnisdaten verwendbar. Es können dabei die statische Lagerkraft, die Antriebsdrehzahl, die Hauptzähneingriffsfrequenz und die Frequenz der Schwebung bestimmt werden. Aussagen zur quantitativen Bewertung des Signalverlaufs sind in dieser Darstellungsart nicht möglich. Nach der Transformation des Zeitsignals in den Frequenzbereich können nun einzelne Frequenzpunkte bewertet werden.

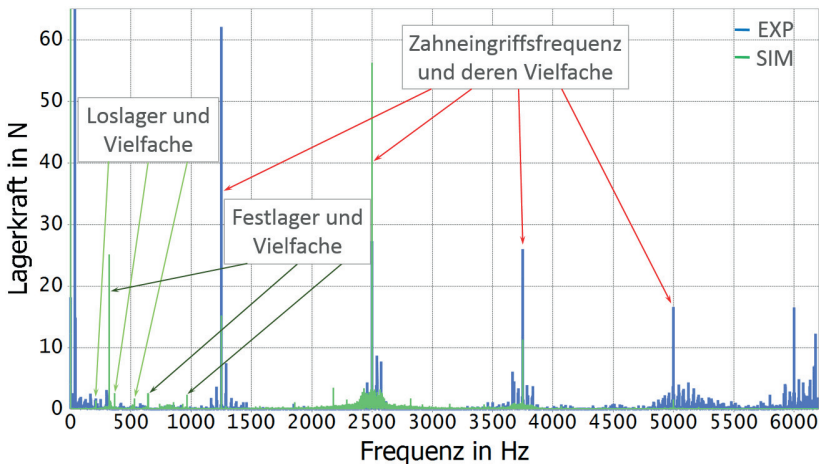


Abb. 6-11: Vergleich der gemessenen und berechneten dynamischen Lagerkraft; 2500 min^{-1} , 50 Nm ; geradverzahnt; Frequenzspektrum

Abb. 6-11 zeigt die Verläufe der berechneten (grün) und gemessenen (blau) dynamischen Lagerkraft des oben erwähnten Betriebspunktes. In dieser Übersicht ist erkennbar, dass die Unwuchten der Antriebswellen ausschließlich im gemessenen Signal vorhanden sind. Die idealen Wellen des MKS-Modells erzeugen keine Unwuchten (siehe Abb. 6-11, unterer Frequenzbereich). Die Frequenzbereiche in der näheren Umgebung der Eigenfrequenzen des Getriebegehäuses zeigen eine deutliche Überhöhung der gemessenen Lagerkraft. Die erste Eigenfrequenz der Gehäusebaugruppe liegt bei 580 Hz. Darüber liegt der durchschnittliche Frequenzabstand der Eigenfrequenzen bei ca. 50 Hz. Dieser Wert ist allerdings nur als Richtwert zu verstehen, da Eigenfrequenzen eng beisammen (einige Hz) und auch weit auseinander liegen (einige 100 Hz). Da im MKS-Modell keine Unwuchten abgebildet werden, entstehen im berechneten Signal um die Zahneingriffsfrequenzen keine Seitenbänder durch die Wellen. Allerdings erzeugen die dynamischen Eigenschaften der Lager Seitenbänder im Abstand der Überrollfrequenzen der Wälzkörper neben den Zahneingriffsfrequenzen.

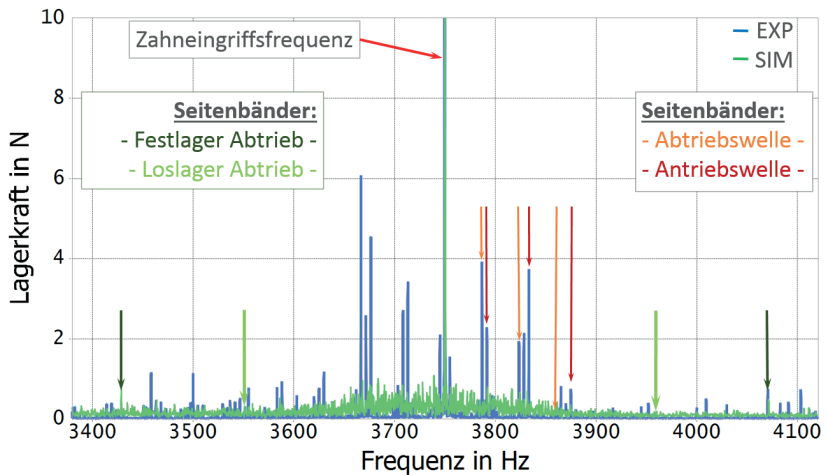


Abb. 6-12: Vergleich der gemessenen und berechneten dynamischen Lagerkraft; 2500 min⁻¹, 50 Nm; geradverzahnt; Frequenzspektrum gezoomt

Abb. 6-12 zeigt den stark vergrößerten Frequenzbereich um die zweite Vielfache der Zahneingriffsfrequenz bei 3750 Hz. Im experimentell ermittelten

Signalverlauf (blau) sind wegen der beiden Wellen die Schwingungsphänomene „Seitenbänder der Wellen“, „Seitenbänder der Schwebung“ und „Seitenbänder der Lager“ zu erkennen. Im berechneten Verlauf (grün) zeigen sich erwartungsgemäß nur die der Lager. Der starke Anstieg des Rauschens der berechneten Lagerkraft um die Vielfachen der Zahneingriffsfrequenz herum ist der Numerik geschuldet.

Der Verlauf der Terzbänder ist in Abb. 6-13 dokumentiert. Im unteren Frequenzbereich liegen die beiden Verläufe weiter auseinander. Die Hauptanregung in diesem Bereich wird durch die beiden Wellen verursacht. Dies ist an der Erhöhung des 40 Hz-Terzbandes (untere Grenzfrequenz des Terzbandes $f_{u40} = 35,5$ Hz; obere Grenzfrequenz des Terzbandes $f_{o40} = 44,7$ Hz) zu erkennen, da die beiden Wellendrehfrequenzen bei einer Antriebsdrehzahl von 2500 min^{-1} bei $f_{w1} = 41,7$ Hz und $f_{w2} = 36,8$ Hz liegen. Hier sei nochmals erwähnt, dass im umgebauten Prüfraum mit schallharten Wänden die unterste zu messende Frequenz für die Schallleistung bei 396 Hz liegt. Im für die Schallabstrahlungsberechnung interessierenden Frequenzbereich (gekennzeichnet durch die beiden senkrechten roten Linien in Abb. 6-13) passen die beiden Signalverläufe der dynamischen Lagerkraft sehr gut zueinander.

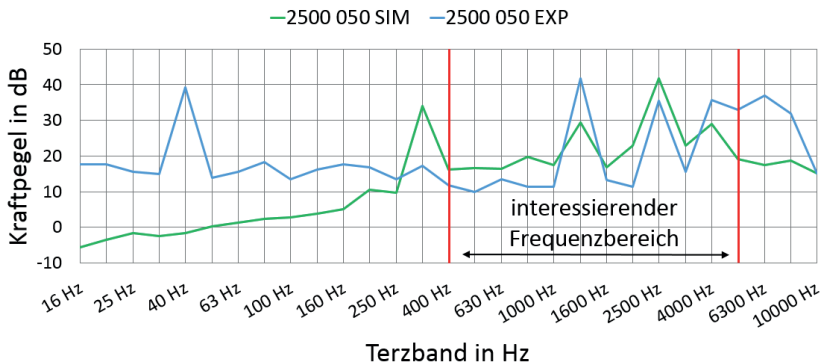


Abb. 6-13: Vergleich der gemessenen und berechneten dynamischen Lagerkraft; 2500 min^{-1} , 50 Nm; geradverzahnt; Terzband

Als Hauptanregung sind dort die Zahneingriffsfrequenzen und deren Vielfache zu nennen. Diese sind beispielsweise an den beiden Spitzen bei den

Terzbändern mit den Mittenfrequenzen von 1 250 Hz und 2 500 Hz erkennbar. Im obersten Frequenzbereich werden Schwächen des Berechnungsmodells deutlich, da dort die Abweichungen größer sind.

Die in Abb. 6-14 gezeigten Verläufe der Oktavbänder ähneln denen der Terzbänder. Allerdings umfassen die einzelnen Oktavbänder größere Frequenzbereiche.

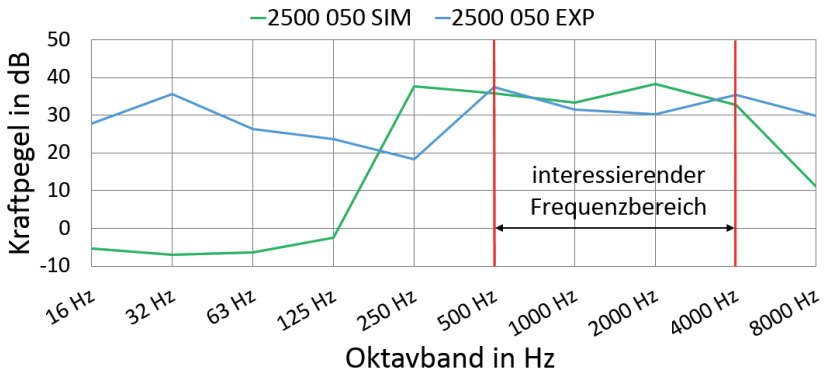


Abb. 6-14: Vergleich der gemessenen und berechneten dynamischen Lagerkraft; 2500 min⁻¹, 50 Nm; geradverzahnt; Oktavband

Als weitere Größe wird der Gesamtkraftpegel der gemessenen und der berechneten Lagerkraft bestimmt. Im hier vorliegenden Betriebspunkt liegt die Differenz dieser beiden Pegel im für die Schallabstrahlungsberechnung interessierenden Frequenzbereich von 400 Hz bis 5 000 Hz bei 1,41 dB.

Zusammenfassend zeigen die Ergebnisse des Berechnungsmodells eine sehr gute Vergleichbarkeit mit den experimentell erfassten Lagerkräften sowohl bei der Gerad- als auch bei der Schrägverzahnung. Die Bereiche mit größeren Abweichungen sind u. a. dem Modellaufbau geschuldet. Beispielsweise sind makro- und mikroskopische Oberflächeneffekte, die Zahnverbiegung und der Schmierfilm nicht abgebildet. Daneben sind die Lager mit einem „Fixed-Joint“ mit der Umgebung verbunden. Die dynamischen Einflüsse des Gehäuses sind damit nicht in der berechneten Lagerkraft enthalten. Davon abgesehen bestätigen die mit diesem Berechnungsmodell erreichbaren Ergebnisse und die mit dem neuen Messsystem erfassten Lagerkräfte die richtige Herangehensweise an die gestellte Aufgabe.

6.4.2 Bewertung des Einflusses der Viskosität des Schmierstoffes auf die dynamischen Lagerkräfte und die Schallabstrahlung

Wie bereits im Aufbau des Berechnungsmodells für die dynamische Lagerkraft in Kap. 5.1.4 beschrieben, ist der Schmierfilm zwischen den kontaktierenden Körpern (Stirnradstufe und Lagerstellen) nicht abgebildet. Dennoch ist es wichtig, den Einfluss der Schmierstoffart und der Viskosität zu kennen. Die folgende Darstellung zeigt, wie sich Viskositätsänderungen auf das Anregungs- und das Geräuschverhalten auswirken. Diese Untersuchung ist auf einen Schmierstoff begrenzt. Als weitere Anwendung ist denkbar, mit dem Messsystem Parameterstudien auch im Hinblick auf unterschiedliche Schmierstoffe durchzuführen, um beispielsweise die Einflüsse deren chemischer Zusammensetzungen zu dokumentieren.

Bei dieser Parameterstudie werden die Temperatur des Schmierstoffes auf 40 °C, 57 °C und 75 °C eingestellt und jeweils das gesamte Betriebskennfeld der gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufe vermessen. Vor jeder Messreihe läuft das in Kap. 6.3.2 beschriebene Einfahrscenario ab. Die Betriebspunkte werden nach einem fest vorgeschriebenen Ablauf rollierend zehnmal angefahren. Die zur Auswertung herangezogenen Messwerte der jeweils zehn Datensätze pro Betriebspunkt und Schmierstofftemperatur werden gemittelt und die Standardabweichung bestimmt. Dieses Vorgehen unterstreicht die hohe Aussagekraft der ermittelten Messwerte.

Geradverzahnte Stirnradstufe

Abb. 6-15 zeigt die Verläufe der Gesamtschalldruck- (oben) und der Gesamtkraftpegel (unten) bei einem konstanten Drehmoment von 50 Nm über dem aufgezeichneten Drehzahlbereich bei den drei unterschiedlichen Schmierstofftemperaturen. Deutlich zeigt sich beispielsweise bei 1 000 min⁻¹ der erwartete Einfluss des Schmierstoffes. Die Dämpfung kalten Öls (blau) ist höher, und damit sind die Schwingungsanregung und der Geräuschpegel geringer als bei heißem Öl. Bei höherer Temperatur reduziert sich das Dämpfungsverhalten, und es entsteht eine größere Anregung und ein größerer Gesamtschalldruckpegel [39]. Dieses Verhalten kann aufgrund des komplexen Zusammenspiels von Getriebegehäuse, Gehäuseaufhängung und Prüfstands Aufbau nicht auf alle Betriebspunkte projiziert werden. Beispielsweise bei einer Drehzahl von 3 000 min⁻¹ reduziert sich der Gesamtschalldruckpegel bei der hohen Öltemperatur.

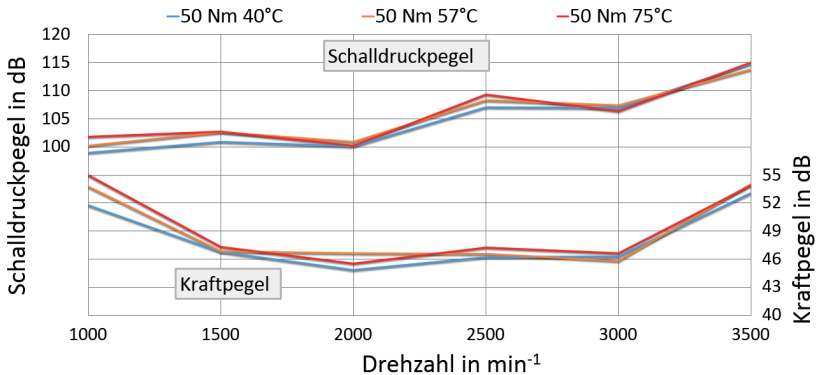


Abb. 6-15: Gesamtkraft- und Gesamtschalldruckpegel über der Drehzahl bei 50 Nm; geradverzahnt

Da bei höheren Drehzahlen die Gleitgeschwindigkeit zwischen den im Eingriff stehenden Zahnpaaren höher ist, kommt es im Zusammenspiel mit den Lagerstellen und den Viskositätsänderungen zu diesem Verhalten. Ein weiterer Einfluss einer Resonanzfrequenz des Gehäuses ist bei 1 000 min⁻¹ zu erkennen. Der Gesamtkraftpegel ist bei dieser Drehzahl am größten, verursacht durch die erste Eigenfrequenz des Gehäuses. Deshalb liegt der abgestrahlte Geräuschpegel auf einem ähnlichen Niveau wie der bei 1 500 min⁻¹. Bei geradverzahnten Stirnradstufen steigt das emittierte Geräusch mit Erhöhung der durchgeführten Leistung [35]. Der Trendverlauf des Gesamtschalldruckpegels in Abb. 6-15 bestätigt dieses Verhalten. Allerdings ist aufgrund des Einflusses der Eigenschwingungen des Getriebegehäuses auf den abgestrahlten Gesamtschalldruckpegel der aufgezeichnete Verlauf nicht proportional zur Drehzahl.

Eine weitere Übersicht des Verhaltens unterschiedlicher Viskositäten ist in Abb. 6-16 dargestellt. Diese Messung wurde bei dem Betriebspunkt mit einer Drehzahl von 3 500 min⁻¹ und einem Drehmoment von 80 Nm aufgezeichnet. Im unteren Teil des Diagrammes sind die Verläufe der Kraftpegel bei den drei Schmierstofftemperaturen gezeigt, im oberen die der Schalldruckpegel. Grundsätzlich besteht der Zusammenhang, dass bei stärkerer Anregung ein höherer Schalldruckpegel entsteht. Ebenfalls ist dokumentiert, dass in einigen Frequenzbereichen das heiße Öl eine stärkere Anregung bzw. einen höheren Schalldruckpegel verursacht, in anderen Bereichen das kalte Öl. Diese Darstellung belegt, dass der Einfluss des

Schmierstoffes sehr komplex ist und frequenzspezifisch betrachtet werden muss.

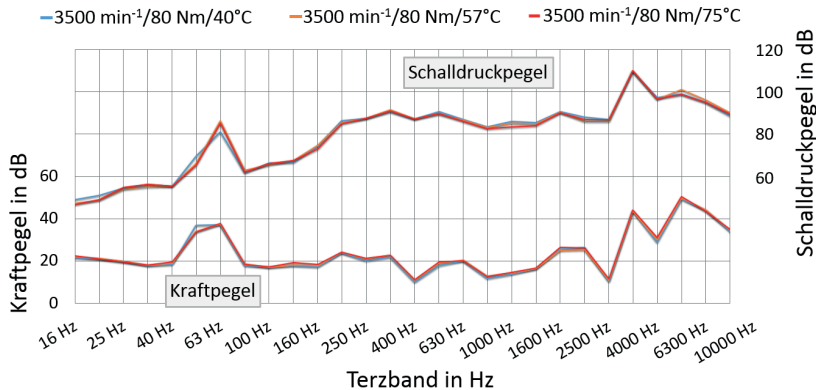


Abb. 6-16: Kraft- und Schalldruckpegel im Terzband; geradverzahnt

Im Bereich des 63 Hz-Terzbandes befinden sich die Drehfrequenzen der beiden Getriebewellen, deshalb sind der Kraft- und der Schalldruckpegel bei diesen Frequenzen höher. Bis zur ersten Zahneingriffsfrequenz verhalten sich die Schwingungsanregung und das Geräusch erwartungsgemäß. Da die Schwingungsanregung bei diesem Betriebspunkt bis zur Zahneingriffsfrequenz gering ist, antwortet das Gehäuse zwar hauptsächlich in seinen Eigenfrequenzen, diese werden aber nicht stark angeregt. Bei diesem Betriebspunkt liegt die erste Zahneingriffsfrequenz bei 1750 Hz. Diese Frequenz fällt in das Terzband mit der Mittenfrequenz von 1600 Hz. Der größte Kraft- und Geräuschpegelanstieg ist allerdings im Terzband mit der Mittenfrequenz von 3150 Hz zu erkennen. In diesem Frequenzbereich liegt die erste Vielfache der Zahneingriffsfrequenz ($f_{ZE2} = 3500$ Hz); diese trifft dabei auf eine Eigenfrequenz des Getriebegehäuses, deren zugehörige Eigenform sehr stark zum Schwingen angeregt wird. Damit lässt sich der starke Geräuschpegelanstieg erklären. Im Bereich der zweiten Vielfachen der Zahneingriffsfrequenz ($f_{ZE3} = 5250$ Hz) ist im Verlauf der Kraftpegel ein ebenso starker Anstieg dokumentiert. Allerdings ist dieser Anstieg im Verlauf der Schalldruckpegel nicht ausgeprägt, da in diesem Frequenzbereich das Gehäuse weniger stark zum Schwingen angeregt werden kann.

Schrägverzahnte Stirnradstufe

Ein tendenziell ähnliches Verhalten zeigt die schrägverzahnte Stirnradstufe. Als wesentliche Unterschiede zur Geradverzahnung sind hier die unterschiedliche Zahneingriffsfrequenz und die Aufteilung der dynamischen Lagerkraft in drei Krafrichtungen (x-, y- und z-Richtung) zu nennen. Bei der geradverzahnten Stirnradstufe liegt bei einer Antriebsdrehzahl von $1\,000\text{ min}^{-1}$ die Hauptzahneingriffsfrequenz bei 500 Hz. Im Vergleich dazu liegt die der Schrägverzahnung bei 350 Hz. Deshalb trifft die Hauptzahneingriffsfrequenz der Schrägverzahnung erst bei $1\,500\text{ min}^{-1}$ die erste Eigenfrequenz des Gehäuses.

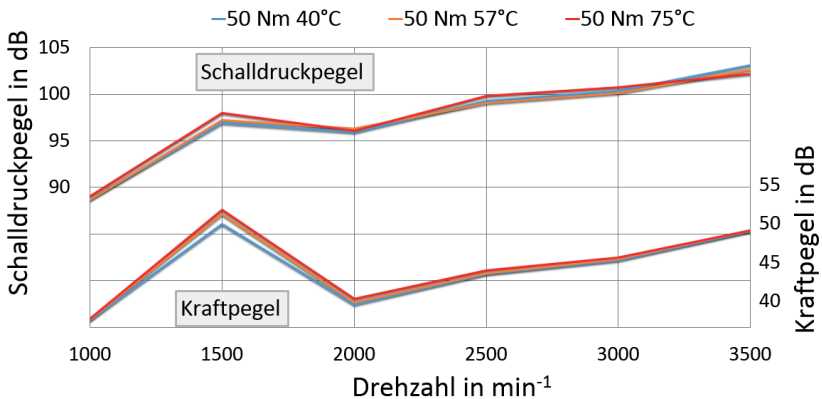


Abb. 6-17: Gesamtkraft- und Gesamtschalldruckpegel über der Drehzahl bei 50 Nm; schrägverzahnt

Dieses Verhalten ist in Abb. 6-17 dokumentiert. Der geringste Gesamtkraftpegel entsteht hier bei $1\,000\text{ min}^{-1}$. Die größte Anregung findet wie bei der Geradverzahnung bei der ersten Eigenfrequenz des Getriebegehäuses statt. Diese wird wie erwähnt von der Schrägverzahnung erst bei einer Drehzahl von $1\,500\text{ min}^{-1}$ angeregt. Der Einfluss auf den Gesamtschalldruckpegel ist ebenfalls sehr ausgeprägt. Dieser steigt bei einer Drehzahlerhöhung von $1\,000\text{ min}^{-1}$ auf $1\,500\text{ min}^{-1}$ um 9 dB an (Abb. 6-17).

Im Vergleich zum Verlauf des Kraftpegels bei der geradverzahnten Stirnradstufe liegen die Amplituden der Kraftpegel (gerad- und schrägverzahnt) in einem ähnlichen Bereich. Dies ist den geometrischen Eigenschaften der

beiden Stirnradstufen geschuldet. Der aufgezeichnete Gesamtschalldruckpegel reduziert sich dagegen im gesamten Drehzahlbereich bei einem Drehmoment von 50 Nm um durchschnittlich 8,2 dB. Als maßgebliche Unterschiede zur Geradverzahnung sind hierbei die durch die Erhöhung der Gesamtüberdeckung geringeren Steifigkeitsveränderungen während des Zahneingriffs und die Aufteilung der Anregungsrichtungen in x-, y- und z-Richtung zu nennen. Der Großteil der Eigenformen des Gehäuses wird hauptsächlich in radialer und tangentialer Richtung (x- und y-Richtung) zum Schwingen angeregt. Aufgrund des Schrägungswinkels wirkt ein Teil der dynamischen Anregungskräfte axial in z-Richtung und verursacht keine oder nur eine geringe Anregung des Gehäuses.

In Abb. 6-18 ist der Verlauf des Gesamtschalldruckpegel über dem Betriebskennfeld dokumentiert. Deutlich zeigt sich der Zusammenhang zwischen dem Gesamtkraftpegel (dargestellt in Abb. 6-10) und dem emittierten Gesamtschalldruckpegel. Aufgrund der ersten Eigenfrequenz des Getriebegehäuses, deren Eigenform bei einer Antriebsdrehzahl von $1\,500\text{ min}^{-1}$ zum Schwingen angeregt wird, ist das Gesamtgeräusch auf einem ähnlichen Niveau wie bei der maximalen Antriebsdrehzahl von $3\,500\text{ min}^{-1}$. Der Gesamtschalldruckpegel bei $1\,500\text{ min}^{-1}$ steigt allerdings bei steigendem Drehmoment stärker an.

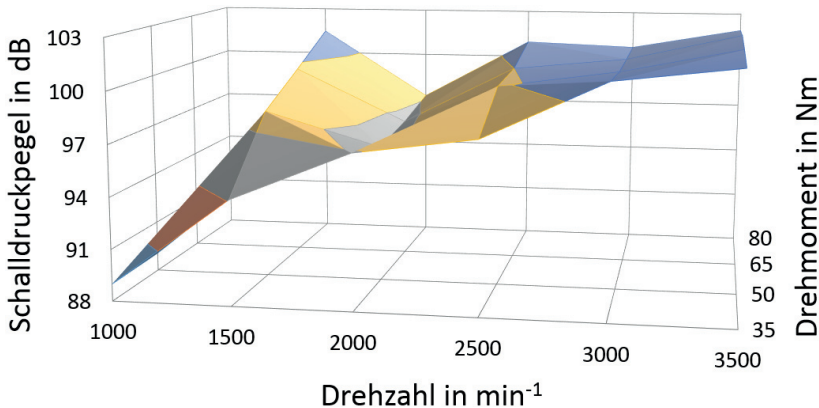


Abb. 6-18: Verlauf des Gesamtschalldruckpegels im Betriebskennfeld; schrägverzahnt; Öltemperatur $40\text{ }^{\circ}\text{C}$

Nach einer Untersuchung von Unterberger in [73], der den Einfluss mehrerer unterschiedlicher Schmierstoffe und mehrerer eingestellter Schmierstofftemperaturen auf den abgestrahlten Gesamtschalldruckpegel untersucht, ist kein eindeutiger Zusammenhang erkennbar. Als Fazit kann Unterberger eine Geräuschpegelerhöhung von 1 dB messtechnisch nachweisen, wenn ein sehr zäher Schmierstoff um 40 °C erwärmt wird. Diese Erkenntnisse decken sich mit den in dieser Arbeit dokumentierten Ergebnissen.

Fazit

Das entwickelte Messsystem lässt tiefe Einblicke in die Zusammenhänge zwischen der Anregung des Getriebegehäuses und dem abgestrahlten Geräusch zu. Bei einem Vergleich zweier Zahnradstufen muss darauf geachtet werden, welche Frequenzbereiche miteinander verglichen werden können. Das Schwingungsverhalten des Gehäuses muss dazu bekannt sein (siehe hierzu auch Kap. 7). Daneben können die Einflüsse unterschiedlicher Viskositäten auf die Schwingungsanregung aufgedeckt werden. Diese Untersuchung zeigt ebenfalls, dass Einflüsse der Viskositätsänderungen nicht pauschal auf den gesamten Frequenzbereich projiziert werden können. Der zu betrachtende Frequenzbereich muss genau definiert, und im Anschluss muss das Verhalten des Systems bei Variation der interessierenden Parameter untersucht werden. Im Rahmen dieser Arbeit ergeben sich insgesamt nur geringe Einflüsse der Öltemperatur bzw. der -viskosität auf die Schallabstrahlung.

7 Weiterentwicklungen der Schallabstrahlungs-Berechnungskette

Das Hauptziel dieser Arbeit ist es, mit den entstandenen Neuentwicklungen und Optimierungen die Berechnungskette der Schallabstrahlung zu erweitern und zu verbessern. Graf und Neher validieren diese in [18] und [53]. Bisher wird dabei eine über den Frequenzbereich konstante Anregungskraft an einer Stelle der Getriebegehäuseoberfläche appliziert, bzw. ein fiktives Anregungsspektrum zur Berechnung der Auralisierung festgelegt. Die maßgebliche Weiterentwicklung besteht in der Einbindung der validierten realistischeren Schwingungsanregung des Getriebegehäuses in die Berechnungskette. Nach der Bestimmung der Schwingeeigenschaften (Modalanalyse) wird die dynamische Kraft an den Lagerstellen zur Berechnung der Oberflächengeschwindigkeiten (Körperschallanalyse, Frequency-Response-Analyse) eingesetzt. Mit dem letzten Berechnungsschritt „Akustikanalyse“ werden für diese Anregung die Schalldruckverteilungen an der Gehäuseoberfläche (Grenzschicht Struktur/Fluid), die Schallabstrahlung in den Raum und die emittierte Schallleistung bestimmt. Diese wird abschließend mit den gemessenen Werten verglichen.

7.1 Modalanalyse

Zur Bestimmung der berechneten Schalldruckverteilung auf der Gehäuseoberfläche werden im ersten Schritt die experimentelle und die rechnerische Modalanalyse durchgeführt. Dabei ist es das Ziel, ein möglichst realistisches Simulationsmodell des Gehäuses zu erhalten. Als ein wichtiges Kriterium hierzu dient die „MAC-Matrix“ (MAC – Modal Assurance Criterion), bei der die berechneten den experimentell ermittelten Eigenformen gegenübergestellt und der Grad der Übereinstimmung mit dem Gütekriterium „MAC-Wert“ dargestellt werden. Ein „MAC-Wert“ von Eins beschreibt kollineare Eigenvektoren, wohingegen orthogonale Vektoren mit dem Wert Null beschrieben werden. Die ideale MAC-Matrix besitzt demnach auf der Hauptdiagonalen die Werte Eins, die anderen Werte sind Null [53]. Aufgrund von Unsicherheiten bei der Berechnung und auch bei der experimentellen Ermittlung der Eigenformen und Eigenfrequenzen ist dies meist nicht der Fall. So sind zwar bei der rechnerischen Modalanalyse die mittleren Materialkennwerte relativ leicht zu bestimmen. Unsicherheiten entste-

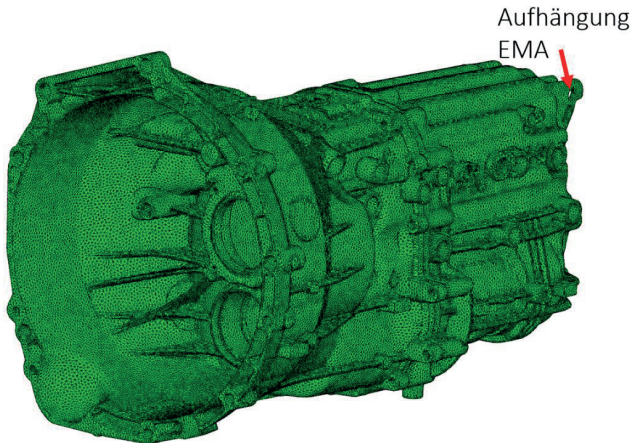
hen dagegen bei der Abbildung von Fügstellen, die ein nichtlineares Verhalten aufweisen. Ebenso können bei der Rückführung der Gehäusestruktur durch den Reverse-Engineering-Prozess Abbildungsfehler erzeugt werden, und das Finite-Elemente-Netz muss, beispielsweise an Stellen mit tiefen Verrippungen, von Hand nachgearbeitet werden. Experimentelle Unsicherheiten treten beispielsweise bei der Aufhängung der Struktur, dem wiederholten Anschlagen mit dem Modalhammer zur Mittelung der Messwerte oder auch beim Trennen nahe zusammenliegender Eigenwerte auf, die in der Auswertung nicht bzw. nur sehr schwer erfasst werden können und damit zu niedrigen MAC-Werten führen.

7.1.1 Reverse Engineering Prozess

Bei einem Reverse Engineering Prozess wird eine reale Struktur in ein 3D-ComputermodeLL zurückgeführt. Graf hat in [18] die Simulationsergebnisse eines FE-Modells einer zurückgeführten Struktur mit den Ergebnissen eines FE-Modells aus CAD-Daten verglichen. Aufgrund von Ungenauigkeiten bei der Produktion von Getriebegehäuseteilen sind die Ergebnisse zurückgeführter Strukturen bei Einzelbauteilen genauer. Aus diesem Grund wurde das in dieser Arbeit verwendete neue ZF-Getriebegehäuse ebenfalls mit dem im Folgenden beschriebenen Prozess in ein FE-Modell zurückgeführt.

Grundlage für das Einscannen von Strukturen ist ein 3D-Kamerasystem. Zur optimalen Erkennung der Gehäuseoberfläche muss zunächst das Gehäuse gereinigt und fettfrei aufbereitet werden. Das anschließend aufgesprühte weiße Pulver verbessert die Erkennungsqualität des Kamerasystems und hilft damit, die Nacharbeit an der gescannten Punktwolke zu minimieren. Da Getriebegehäuse sehr komplex und damit aufwendig zurückzuführen sind, ist trotz des hochwertigen Scans ein erheblicher Aufwand zur Netzgenerierung notwendig. Die vom Kamerasystem nicht erfassbaren Stellen sind beispielsweise tiefe Taschen und Verrippungen. Diese müssen im Nachgang mit einem CAD-System von Hand nachgearbeitet und an die reale Struktur angepasst werden. Nach Abschluss dieser Arbeiten ist ein triangularisiertes Oberflächenmodell der Außenhaut des Getriebes entstanden, das nun mit einem Finite-Elemente-Tool mit Tetraeder-Volumenelementen quadratischen Ansatzes vernetzt und zu einem Finite-Elemente-Modell aufgebaut wird. In Abb. 7-1 ist die zurückgeführte Baugruppe des

ZF-Getriebegehäuses als FE-Struktur dargestellt (Elementkantenlänge: 5 mm) [83].



**Abb. 7-1: Optimiertes FE-Modell des ZF-Getriebegehäuses;
Elementkantenlänge 5 mm [83]**

Um den Einfluss der Freiheitsgrad-Anzahl auf die Ergebnisgüte zu untersuchen, werden vier FE-Netze mit unterschiedlichen Elementkantenlängen generiert (3 mm, 5 mm, 10 mm und 15 mm). Bewertet werden dabei der durchschnittliche MAC-Wert über die ersten 40 Eigenschwingungsformen und die Berechnungsdauer sowie der Ressourcenbedarf.

7.1.2 Experimentelle und rechnerische Modalanalyse der Getriebebaugruppe

Experimentelle Modalanalyse (EMA)

Um eine gute Vergleichbarkeit zwischen den experimentell und den rechnerisch ermittelten Ergebnissen zu gewährleisten, sind möglichst gleiche Voraussetzungen zu schaffen. In der Simulation ist das Gehäuse mit der Frei-Frei-Randbedingung versehen. Die Getriebegehäusebaugruppe wird deswegen an einer sehr steifen Stelle mit weichen Expandergurten aufgehängt, die die Schwingungsformen des Gehäuses nicht wesentlich beeinflussen (siehe Abb. 7-2). Um eine möglichst hochauflösende Aufzeichnung der Verformungsgeometrie zu erreichen, werden auf der Gehäuseoberfläche der Baugruppe ca. 700 Messpunkte definiert, die unregelmäßig verteilt

sind. Jeder Messpunkt wird zur Mittelung der aufgezeichneten Messdaten dreimal mit einem Modalhammer angeschlagen. Die Übertragungsfunktionen werden mit Hilfe von sechs Beschleunigungsaufnehmern aufgezeichnet. Im Anschluss daran werden die ersten 40 Eigenformen der Gehäusebaugruppe mit der Analysesoftware ausgewertet.

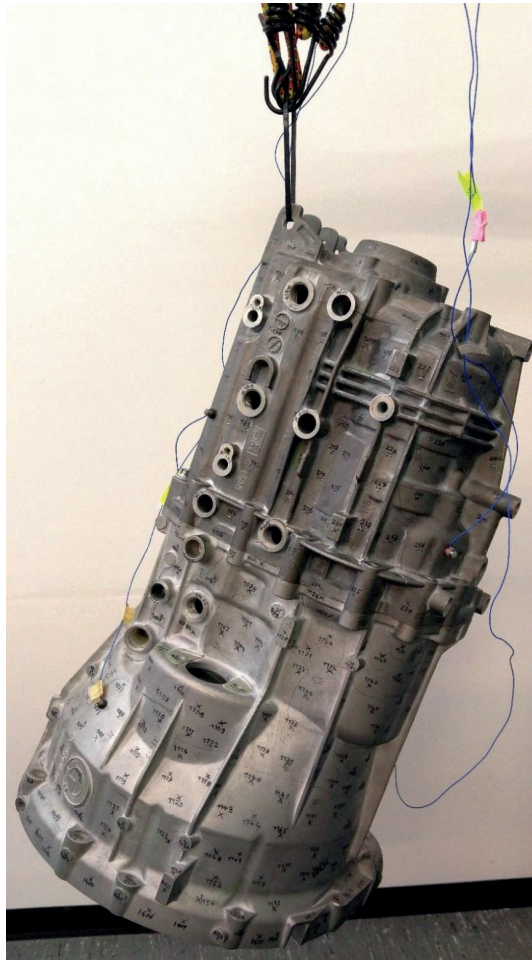


Abb. 7-2: Aufhängung des ZF-Gehäuses zur experimentellen Modalanalyse

Abb. 7-2 zeigt den Messaufbau der experimentellen Modalanalyse. Der ausgewählte steife Befestigungspunkt wird ebenso im Fahrzeug verwendet und bietet sich daher sehr gut für die EMA an. Ebenso ist das sehr feine Raster der ca. 700 markierten Messpunkte zu erkennen.

Rechnerische Modalanalyse (RMA)

Aus den beiden gescannten Gehäusebauteilen, Glocke und Deckel, werden nach der digitalen Aufbereitung jeweils vier Netze mit Tetraeder-Elementen quadratischen Ansatzes mit jeweils 10 Knoten und den oben erwähnten Elementkantenlängen generiert. Beide Gehäusebauteile sind am Flansch mit insgesamt 15 Schrauben miteinander verbunden. Diese Verbindungen werden mit einem von Neher in [53] entwickelten und optimierten Modell simuliert, siehe Abb. 7-3. Dabei wird im Flansch als einziger variabler Parameter der Durchmesser der Kontaktfläche um die Schraubenbohrung definiert. Die Gehäusebauteile werden in der Trennfuge mit Knoten-Flächen-Multi Point Constraints (MPC) verbunden. Diese versteifen lediglich die Verbindung zwischen den Knoten und der Kontaktfläche, der Flächenbereich selbst bleibt biegsam. Die Knoten der Schraubenauflage und des Gewindeganges sind jeweils mit einem MPC-Rigid-Element miteinander verbunden. Beide Mittelpunkte der MPC-Rigid-Elemente sind mit einem Balkenelement verknüpft, das ebenso die Schraubenmasse abbildet [53].

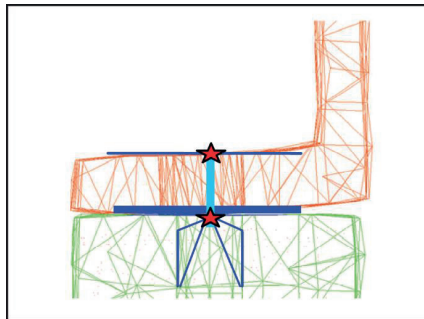


Abb. 7-3: Modell der Schraubenverbindung zwischen Gehäuse und Deckel [53]

Diese Variante der Abbildung einer Schraubenverbindung ist das Ergebnis sehr umfangreicher Parameterstudien in [53]. Die Anwendung bei einem neuen Getriebegehäuse in dieser Arbeit stellt eine weitere Validierung dieses

Schraubenverbindungsmodells dar und unterstreicht seine Tauglichkeit und Anwendbarkeit.

Auswertung

Als einziger variabler Parameter des Schraubenmodells ist wie erwähnt der Durchmesser der Kontaktfläche im Flansch definiert. Dieser wird zunächst auf den maximalen mittleren MAC-Wert hin optimiert. Dazu wird bei den einzelnen Berechnungen diese Variable im Abstand von 5 mm vergrößert. Der Wert 15 mm (D15) ist der Durchmesser mit der geringsten Kontaktfläche. Bei einem maximalen Durchmesser von 60 mm (D60) ist der gesamte Flansch als Kontaktfläche ausgewiesen, da der durchschnittliche Schraubenabstand 65 mm beträgt. In Abb. 7-4 ist der Verlauf der gemittelten MAC-Werte im Vergleich zur Messung über die ersten 40 Eigenfrequenzen bei veränderlichem Durchmesser des Kontaktes in der Flanschfläche dokumentiert. Parameter ist die Elementkantenlänge. Deutlich zeigt sich, dass FE-Netze mit kleineren Elementen genauere Ergebnisse liefern. Darüber hinaus ist ersichtlich, dass der optimale Kontaktflächendurchmesser bei größer werdenden Elementen ansteigt [88].

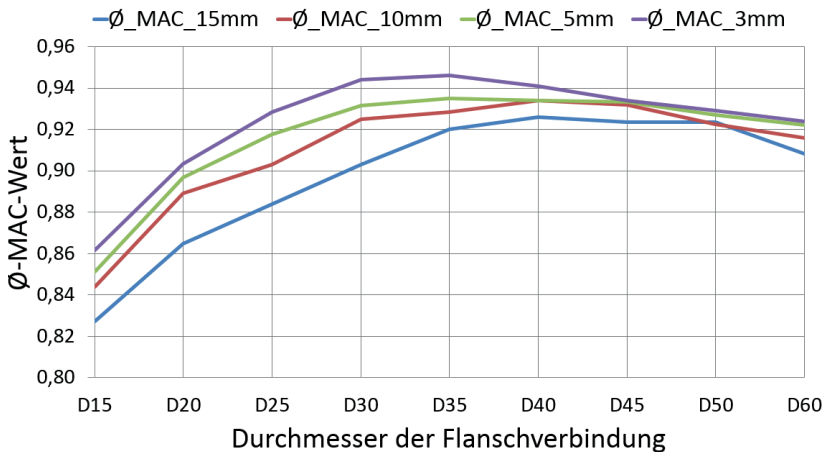


Abb. 7-4: Durchschnittlicher MAC-Wert in Abhängigkeit von der Elementkantenlänge und der Größe der Kontaktfläche [88]

Bei der Erstellung des FE-Netzes ist es das Ziel, ein Modell zu erzeugen, dass neben qualitativ hochwertigen Ergebnissen ebenso eine gute Handhabbarkeit mit sich bringt. Mit einem feineren Netz können grundsätzlich

bessere Ergebnisse erzielt werden (Abb. 7-4), es steigt aber auch der Ressourcenverbrauch stark an. In Tab. 7-1 sind die Freiheitsgrade der vier FE-Netze, die jeweilige Berechnungsdauer, der optimierte durchschnittliche MAC-Wert und die Größe der Ergebnisdatei aufgeführt.

	Kantenlänge der Elemente der Baugruppe			
	3 mm	5 mm	10 mm	15 mm
Freiheitsgrade	18'151'431	6'849'798	4'555'362	4'240'398
Berechnungsdauer	32 h	6 h	2,75 h	2,5 h
Optim. Ø-MAC-Wert	94,7 %	93,5 %	93,5 %	92,4 %
Größe Ergebnisdatei	32 GB	12 GB	8 GB	7,5 GB

Tab. 7-1: Eigenschaften der FE-Netze [88]

Die Untersuchungen in Kap. 6.4 ergaben, dass sich bei einer Antriebsdrehzahl von 1 000 min⁻¹ (bei der geradverzahnten Stirnradstufe) und bei einer Drehzahl von 1 500 min⁻¹ (bei der Schrägverzahnung) die größten dynamischen Lagerkräfte einstellen.

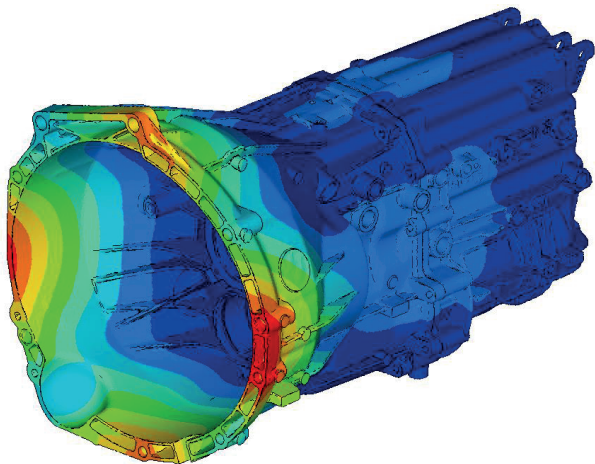


Abb. 7-5: Erste Eigenform des ZF-Getriebegehäuses; $f_{EF1} = 584,3 \text{ Hz}$ [88]

Verantwortlich dafür ist die in Abb. 7-5 dargestellte erste Eigenschwingungsform des Getriebegehäuses. Durch die starke Verformung der Kupplungsglocke entstehen in den Lagern diese großen dynamischen Kräfte. Zwar verändert die Einbausituation im Prüfstand die Eigenschwingungsformen, doch ist diese erste Form trotz der weichen Gummi-Metall-Lagerungen am Kupplungsglocken-Flansch so dominierend, dass die Lagerkräfte entsprechend hoch sind.

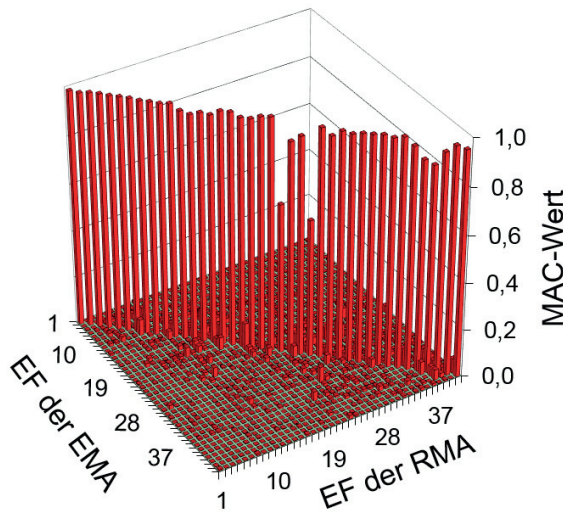


Abb. 7-6: MAC-Matrix über die ersten 40 Eigenformen (EF); Elementkantenlänge 5 mm [88]

Beispielhaft zeigt Abb. 7-6 den MAC-Wert-Verlauf der ersten 40 Eigenfrequenzen des FE-Netzes mit 5 mm Elementkantenlänge. Die hohe Qualität der Ergebnisse zeigt sich in dem auf sehr hohem Niveau stabilen Verlauf. Die 22. und 25. Eigenform liegen bei einem niedrigeren MAC-Wert, da in diesem Frequenzbereich die Eigenfrequenzen nur wenige Hz auseinander liegen. Dies führt bei der Auswertung der experimentellen Modalanalyse zu schwer trennbaren Eigenformen und damit zu ungünstigen MAC-Werten [83]. Diese Ergebnisse wurden mit den neuen kommerziellen Finite-Elemente-Tools erzeugt. Vor dieser Umstellung wurde die rechnerische Modalanalyse nach der von Neher in [53] beschriebenen Vorgehensweise durchgeführt und die hohe Qualität der Ergebnisse als Basis zur Validierung

mit den neuen Tools verwendet. Der detaillierte Vergleich der Ergebnisse zwischen der bisherigen und der neuen Software-Umgebung zeigt in allen Bereichen eine sehr gute Übereinstimmung. Die durchschnittliche Abweichung des einzelnen MAC-Wertes beider Verfahren voneinander liegt lediglich im Bereich von wenigen Zehntelprozent. Bei dieser großen Anzahl an Freiheitsgraden können solche Differenzen durchaus auftreten [84].

Als Fazit dieser Parameterstudie zeigt sich, dass sich mit größeren Elementkantenlängen - also größeren FE-Netzen - dennoch sehr gute Ergebnisse mit geringerer Ressourcenausnutzung erzeugen lassen. Die Anwendbarkeit des verwendeten Schraubenmodells ist damit nochmals bewiesen. Qualitativ hochwertige Ergebnisse sind mit diesem Vorgehen in einem großen Frequenzbereich erreichbar.

7.2 Frequency-Response-Analyse

Das Ergebnis der Frequenzganganalyse sind die Verteilungen der Oberflächengeschwindigkeiten bei den berechneten Frequenzen. An dieser Stelle der Berechnungskette wurde bisher im anregenden Frequenzband eine konstante Kraftamplitude zur Bestimmung der Oberflächengeschwindigkeiten verwendet. Die angeregten Frequenzen deckten sich mit den aus der Modalanalyse bestimmten Eigenfrequenzen. Als Anregungspunkt wurde ein Knoten der Gehäuseoberfläche ausgewählt, der für möglichst viele Eigenformen eine hohe Anregbarkeit generiert [18], [53]. In dieser Arbeit wird nun die validierte dynamische Lagerkraft an den Elementknoten der Lagerstätte appliziert. In dem hier dokumentierten ersten Validierungsschritt der berechneten Lagerkräfte wurde die dynamische Gehäuseanregung lediglich an einer Lagerstelle aufgezeichnet. Aufgrund der sehr guten Übereinstimmung zwischen den experimentell erfassten und den mit dem MKS-Modell berechneten dynamischen Lagerkräften ist die Voraussetzung gegeben, an den anderen Lagerstellen die dort berechneten dynamischen Kräfte auf das FE-Netz zu applizieren. Abb. 7-7 zeigt als Prinzipdarstellung an einer Lagerstelle, wie die Kräfte von einem zentralen Knotenpunkt über eine „Spinne“ von Rigid- (also starren) Elementen auf die Elementknoten des Gehäuses übertragen werden, die den Lageraußenring durch die Pressverbindung berühren. Dies ist nur eine prinzipielle Darstellung, weil im realen Berechnungsmodell viele tausend Rigid-Elemente mit den Gehäuseknoten verbunden sind und man daher nichts mehr erkennen könnte. Die aus dem

MKS-Modell berechneten dynamischen Lagerkräfte liegen bei der Geradverzahnung in x- und y-Richtung vor. Deshalb werden pro Lagerstelle zwei Frequenzspektren in der berechneten Anregungsrichtung auf die „Rigid-Spinne“ appliziert. Bei der Schrägverzahnung werden zusätzlich auf die Festlager auch die Spektren in z-Richtung aufgebracht.

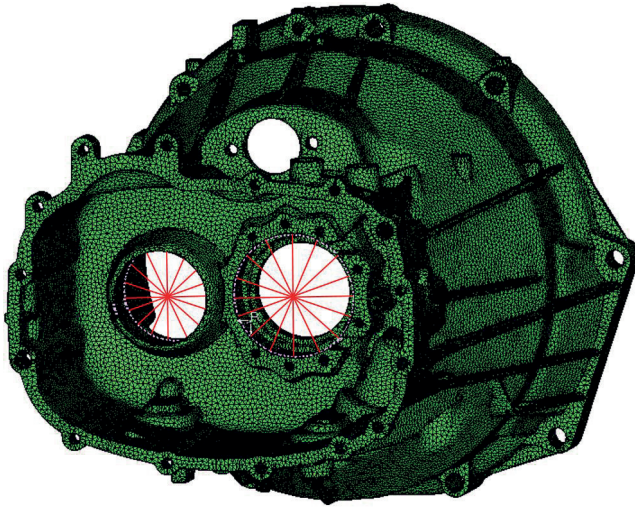


Abb. 7-7: Modellierung der „Rigid-Spinne“ zur Übertragung der dynamischen Lagerkräfte [84]

Für die Messung der dynamischen Lagerkraft und der Schallabstrahlung wurde ein Betriebskennfeld durchfahren (siehe Abb. 6-10 und Abb. 6-18). Dies ist für die Körperschall- und Luftschallfeld-Analyse im Rahmen dieser Arbeit vom Aufwand her nicht möglich. Daher wird sowohl für die Gerad- als auch für die Schrägverzahnung ein repräsentativer Betriebspunkt ausgewählt:

$$n = 2500 \text{ min}^{-1}$$

$$M = 50 \text{ Nm}$$

Abb. 6-11 zeigt als Beispiel für das Festlager der Abtriebswelle das simulierte Frequenzspektrum der resultierenden Lagerkraft für die Geradverzahnung. Dieses und die entsprechenden Spektren an den drei anderen Lagern sind die Erregersignale für die folgenden Berechnungen. Die Phasenlage der

Signale ist dabei berücksichtigt. Entsprechendes gilt für die Schrägverzahnung.

Die dynamische Lagerkraft wird mit dem MKS-Modell über acht Sekunden Betriebsdauer berechnet (Simulationszeit = 258 h pro Betriebspunkt!). Daraus ergibt sich eine Frequenzauflösung im Frequenzspektrum von 0,125 Hz. Das würde bedeuten, dass für den betrachteten Frequenzbereich bis 6 000 Hz 48 000 Frequenzpunkte in der Response-Analyse und dann auch bei der Schallsimulation zu berechnen wären. Bei der genauen Betrachtung des Kraftspektrums ist andererseits zu erkennen, dass die Hauptanregung des Gehäuses am Lagersitz um die Zahneingriffsfrequenzen herum stattfindet. Damit andere Effekte wie die Wellendrehfrequenzen oder die Überrollfrequenzen der Lager nicht ignoriert werden, wird eine Kraftschwelle von 0,1 N definiert. Die Anregungskräfte, die über dieser Schwelle liegen, werden zur Berechnung der Oberflächengeschwindigkeiten verwendet. Neben diesen Frequenzpunkten werden auch alle Eigenfrequenzen des Getriebegehäuses im betrachteten Frequenzbereich zur Bestimmung der Oberflächengeschwindigkeiten benutzt. Daraus ergeben sich ca. 500 Frequenzpunkte, die hauptsächlich zum erzeugten Geräusch beitragen. Davon sind ca. die Hälfte Resonanzfrequenzen des Gehäuses, bei den anderen Frequenzpunkten übersteigt die berechnete Lagerkraft die bestimmte Kraftschwelle von 0,1 N. Der Ressourcenverbrauch liegt bei diesen Berechnungen in einem akzeptablen Bereich.

Gleichung (7-1) beschreibt, wie die Körperschallschnelle am Punkt j als Antwort auf die Anregung an den Punkten k berechnet wird:

$$\hat{v}_j e^{i\Omega t} = \frac{d(\hat{X}_j e^{i\Omega t})}{dt} = i\Omega \sum_{r=1}^I \frac{\{\phi_r\}_j \sum_{k=1}^N \{\phi_r\}_k \{\hat{F}\}_k}{\omega_r^2 - \Omega^2 + i2\xi_r \omega_r \Omega} e^{i\Omega t} \quad (7-1)$$

Hierbei bedeutet I die betrachtete Anzahl an Eigenformen. Der Zähler im rechten Teil der Gleichung beschreibt neben dem Antwortort j die Anregbarkeit der jeweiligen Eigenform. Es werden je Eigenform (Zähler r) alle Anregungskräfte (Zähler k) berücksichtigt. Wird die Struktur mit einer Resonanzfrequenz $\omega_r = \Omega$ angeregt, ist die Schwingungsamplitude nur durch die Dämpfung begrenzt, siehe Nenner in Gleichung (7-1) [18].

Der Parameter „Dämpfung“ wird für die berechneten Eigenformen im betrachteten Frequenzbereich aus den Ergebnissen der experimentellen Modalanalyse extrahiert, da bisher keine geeignete Methode zur rechnerischen

Ermittlung der modalen Dämpfungswerte besteht [84]. Da zu jedem berechneten Frequenzpunkt ein Wert für die Dämpfung bestimmt werden muss, wird in diesem Fall folgende Vorgehensweise angewendet:

Die Resonanzfrequenzen des Getriebegehäuses liegen unregelmäßig verteilt über dem Frequenzband vor. Für diese Frequenzen werden die experimentell ermittelten Dämpfungswerte verwendet. Diese stellen Stützwerte dar, die zur Interpolation der Dämpfungswerte für die Zwischenfrequenzen notwendig sind. Beim angewendeten Model-Updating der Dämpfung wird die emittierte Schallleistung der lautesten berechneten Frequenz (meist die erste Zahneingriffsfrequenz) mit der der Schallleistungsmessung verglichen und der Dämpfungswert dieses Frequenzpunktes entsprechend angepasst. Diese Anpassung wird anschließend auf alle Dämpfungswerte übertragen (Parallelverschiebung der Dämpfungskurve) [84].

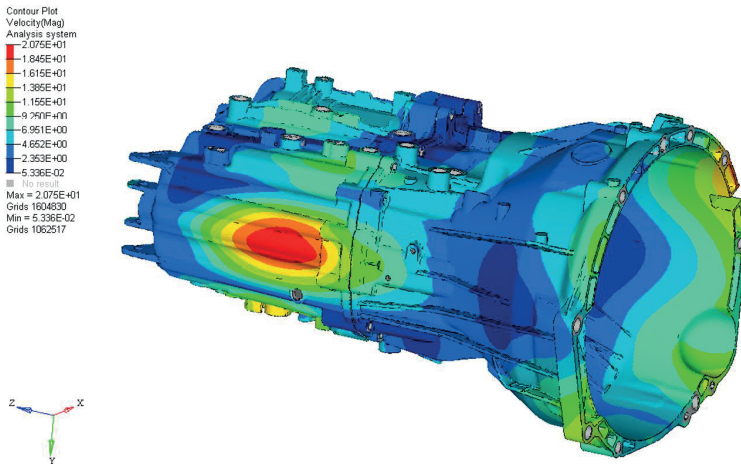


Abb. 7-8: Verteilung der Oberflächengeschwindigkeiten (Amplituden der komplexen Vektoren) in mm/s bei der ersten Zahneingriffsfrequenz von 1250 Hz; geradverzahnt [84]

In Abb. 7-8 ist als ein Ergebnisbeispiel die Verteilung der berechneten Oberflächengeschwindigkeiten bei der ersten Zahneingriffsfrequenz der Geradverzahnung (Betriebspunkt $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ und $M = 50 \text{ Nm}$) dokumentiert. Eindeutig bilden sich Schwingungsbäuche aus, die bei dieser Antriebsdrehzahl einen großen Teil des Gesamtgeräusches verursachen. Das Gesamtergebnis der Frequency-Response-Berechnungen stellen derartige

Schnelleverteilungen an der Gehäuseoberfläche für die ca. 500 ausgewählten Frequenzen dar. Dies gilt für den repräsentativen Betriebspunkt und für die Gerad- und die Schrägverzahnung.

Zusammenfassend bestätigt sich aufgrund der hohen Qualität der Berechnungsergebnisse, die letztendlich beim Vergleich der berechneten und der gemessenen Schallleistung erkennbar ist (siehe Kap. 7.3.2), dass die gewählte Vorgehensweise zur Bestimmung der Dämpfungswerte gut und sinnvoll ist. Trotzdem sei an dieser Stelle erwähnt, dass sich dieser Parameter sehr stark auf die Berechnungsergebnisse auswirkt, da die Oberflächengeschwindigkeiten vor allem im Resonanzfall nur vom eingestellten Dämpfungswert begrenzt werden.

7.3 Akustikanalyse

In diesem letzten Schritt der Schallabstrahlungs-Berechnungskette werden die Schalldruckverteilungen an der Gehäuseoberfläche, die Schallabstrahlung in den Raum und die emittierte Schallleistung bestimmt. Neher und Hug validierten in [53] und [27] folgende Berechnungsverfahren der Schallabstrahlung bei drei unterschiedlich komplexen Getriebegehäusen:

- Direkte-Randelement-Methode (DBEM)
- Indirekte-Randelement-Methode (IBEM)
- Fast-Multipole-Randelement-Methode (FMBEM)
- Akustische-Finite-Elemente-Methode (FEM)
- Perfectly-Matched-Layer-Finite-Elemente-Methode (FEM-PML)/
Automatically-Matched-Layer-Finite-Elemente-Methode (FEM-AML)

Bei der DBEM ist bei der Modellierung ein geschlossenes Randelemente-Netz Voraussetzung, da die Primärgrößen wie Luftschallwechseldruck und Luftschallschnelle nur an einer Seite des Modells vorliegen. Deshalb muss zwischen der Lösung eines Innen- bzw. Außenraumproblems unterschieden werden. Die IBEM berücksichtigt hingegen aus der Formulierung der Einfach- und Doppelschichtpotenziale, die sich aus den Größen der Vorder- und Rückseite zusammensetzen, beide Seiten. Es können also die Außen- und die Innenseite des Modells gleichzeitig berechnet werden. Der Hauptunterschied zwischen den beiden beschriebenen Verfahren und der

FMBEM liegt in der Verwendung eines iterativen Solvers, der den Lösungsprozess signifikant beschleunigt. Grundsätzlich basiert diese Methode auf der IBEM. Bei der FMBEM geht die Anzahl der Freiheitsgrade nur quasi-linear in die Rechenzeit ein, deshalb hat diese Berechnungsmethode ihre größten Potenziale bei sehr großen Modellen (Anzahl der Elemente größer als 10 000 [53]). Bei der Verwendung Akustischer Finites Elemente werden im Gegensatz zur BEM die Kenngrößen des Fluides direkt berechnet. Da der gesamte strukturmgebende Luftraum vernetzt wird, muss die Randschicht des FE-Netzes mit speziellen RBC-Elementen (Radiation-Boundary-Condition-Elementen) versehen werden, um Reflektionen der Luftschallwellen an dieser Schicht zu verhindern. Durch die Erhöhung der Elementanzahl vergrößert sich meist die Berechnungszeit, allerdings treten hier die kritischen Frequenzen der BEM-Methode nicht auf [53].

7.3.1 Validierung der PML-/AML-Elemente

Die in dieser Arbeit verwendeten PML- bzw. AML-Elemente sind Elemente mit speziellen Dämpfungseigenschaften, die die Randschicht des strukturmgebenden Luftraumes bilden (Abb. 7-9). Der Unterschied zwischen der PML- und der AML-Schicht besteht darin, dass die PML-Schicht im Preprozessor händisch erzeugt werden muss.

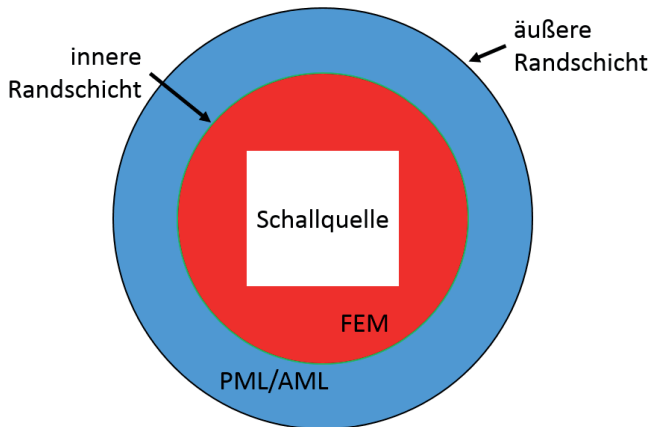


Abb. 7-9: Schematisch dargestellter Aufbau mit PML-/AML-Elementen [27]

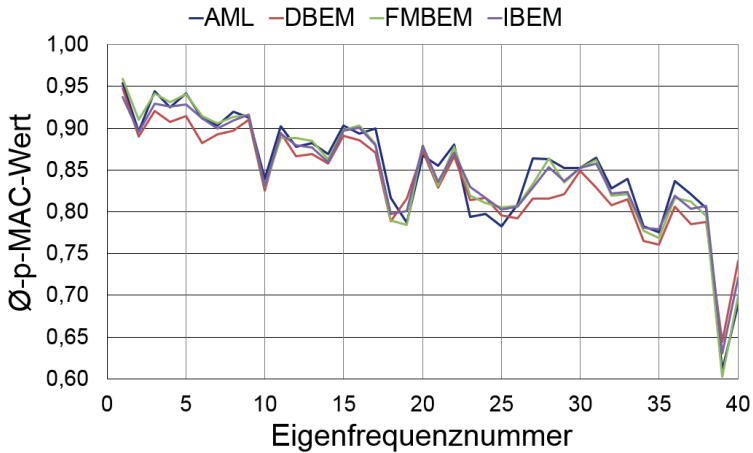
Bei der Verwendung von AML-Elementen erzeugt der Solver diese Schicht. Vorteilhaft dabei sind die automatisierte Erstellung der Randschicht und die Festlegung der notwendigen Parameter wie beispielsweise die AML-Schichtdicke, die vom berechneten Frequenzbereich abhängt. Beim Aufbau des vernetzten Luftraumes um die schallabstrahlende Struktur herum wird zunächst eine Schicht mit Akustischen Finiten Elementen definiert (Rot dargestellt in Abb. 7-9). An diese Schicht werden die PML-/AML-Elemente angeschlossen. Damit in diesem Übergang keine Reflektionen entstehen, muss die Impedanz entsprechend eingestellt werden. Die PML-/AML-Elemente besitzen die Eigenschaft einer variablen Dämpfung. Dadurch wird die Sommerfeldbedingung erfüllt, da eine Schallwelle, die durch das PML- bzw. AML-Gebiet wandert, bis zur äußeren Randschicht hin komplett gedämpft wird und daher keine Schallwellen reflektiert werden [2], [74]. Da es außer bei der Vorgehensweise zum Modellieren des Luftraumes keinen Unterschied zwischen den PML- und AML-Elementen gibt, werden für die folgenden Untersuchungen die AML-Elemente verwendet.

Zur Bewertung dieser Elemente wurde das HAG-Getriebegehäuse, dessen Komplexität derjenigen des in dieser Arbeit neu verwendeten ZF-Getriebegehäuses ähnelt, aus der Arbeit von Neher in [53] verwendet. Er validiert dort über die ersten 40 Eigenfrequenzen die Ergebnisse der Schallabstrahlungsberechnung mit den oben erwähnten verschiedenen BEM- und FEM-Methoden, die zur Bewertung der neuen AML-Elemente herangezogen werden. Mit den gleichen Oberflächengeschwindigkeiten, die Neher detailliert überprüft und bewertet hat, wird die Berechnung der Schallabstrahlung an dem HAG-Gehäuse mit den AML-Elementen durchgeführt. In Abb. 7-10 sind die Ergebnisse dieser Untersuchung dargestellt. Dokumentiert ist der sog. durchschnittliche p-MAC-Wert, der - analog zum MAC-Wert bei der Eigenwertanalyse - durch Gleichung (7-2) definiert ist:

$$p - MAC(\{p_{TEST}\}, \{p_{SIM}\}) = \frac{|\{p_{TEST}\}^T \{p_{SIM}\}|^2}{(\{p_{TEST}\}^T \{p_{TEST}\})(\{p_{SIM}\}^T \{p_{SIM}\})} \quad (7-2)$$

Im Vergleich zu den anderen Berechnungsmethoden zeigt sich, dass die Ergebnisse in vielen Bereichen besser sind oder sich auf einem ähnlichen Niveau befinden. Auch bei den beiden anderen Getriebegehäusen, die in [53] ausführlich untersucht wurden, zeigt sich ein ähnlicher Verlauf der durch-

schnittlichen p-MAC-Werte. Deshalb werden für das in dieser Arbeit verwendete Getriebegehäuse zur Berechnung der Schallabstrahlung die AML-Elemente verwendet.



**Abb. 7-10: p-MAC-Wert über die ersten 40 Eigenfrequenzen;
HAG-Gehäuse [27]**

Der größte Vorteil der AML-Elemente liegt in der Reduktion der Berechnungszeiten [12]. Die Rechenzeiten der in Tab. 7-2 aufgeführten Methoden stammen von der Simulation des NKW-Getriebegehäuses in [53] mit der größten Anzahl an Elementen. Deutlich hebt sich der Wert für die Berechnungsdauer bei den AML-Elementen von den anderen Werten ab. Dies unterstreicht nochmals die Zweckmäßigkeit der Verwendung dieser Elemente.

	DBEM	IBEM	FMBEM	AML
Rechenzeit	583 min	13 739 min	1 200 min	66 min

**Tab. 7-2: Gegenüberstellung der Rechenzeiten, NKW-Gehäuse,
40 Frequenzen [53]**

7.3.2 Validierung der Schallabstrahlungsberechnung

Im konkreten Anwendungsfall dieser Arbeit wird die emittierte Schallleistung des ZF-Getriebegehäuses mit den validierten dynamischen Lagerkräften als Schwingungsanregung aus Kap. 6.4 berechnet. Diese Lagerkräfte der vier Lagerstellen und deren Phasenlage werden von einem zentralen Knotenpunkt durch „Rigid-Spinnen“ (siehe Abb. 7-7) auf das FE-Netz der Lagersitze appliziert. Aus den gewonnen frequenzspezifischen Verteilungen der Schallschnellen v , dem Schalldruck p und der gesamten abstrahlenden Oberfläche S wird die von der Struktur in das umgebende Medium abgestrahlte Schallleistung P durch Gleichung (7-3) bestimmt [41]:

$$P = \int_0^S pv \cdot dS \quad (7-3)$$

Hierbei entspricht das Produkt pv der Schallintensität I .

Zusammengefasste Vorgehensweise vom Aufbau des FE-Netzes der Struktur an bis hin zur Berechnung der abgestrahlten frequenzspezifischen Schallleistung

- Rückführung des ZF-Getriebegehäuses mit einem 3D-Kamera-System in ein FE-Netz
- Durchführung der experimentellen und der rechnerischen Modalanalyse zur Bestimmung der Schwingeigenschaften (Eigenformen und Eigenfrequenzen) des „Frei-Frei“ aufgehängten ZF-Getriebegehäuses
- Berechnung und Validierung der dynamischen Lagerkräfte mit der erstmals verwendeten Lagerkraft-Messeinrichtung (Experimentelle Untersuchungen am Prüfstand und Berechnung mit der MKS-Methode)
- Berechnung der Verteilung der Oberflächengeschwindigkeiten am ZF-Getriebegehäuse mit an den vier Lagerstellen simulierten dynamischen Lagerkräften (Frequency-Response-Analyse)

- Bestimmung und Validierung der emittierten frequenzspezifischen Schallleistung (Messung der Schallleistung am Prüfstand und Berechnung mit den AML-Elementen)

Die im Folgenden dokumentierten Ergebnisse stellen nur einen kleinen Teil - sozusagen die Quintessenz - der gesamten sehr umfangreichen Untersuchungen dar. Der ausgewählte Betriebspunkt befindet sich im mittleren Bereich des gesamten durchfahrenen Kennfeldes. In Abb. 7-11 sind die Verläufe der gemessenen und der berechneten emittierten Schallleistung über den Terzbändern im für die Schallrechnung interessierenden Frequenzbereich der geradverzahnten Stirnradstufe gegenübergestellt. Im umgebauten Prüfraum mit schallharten Wänden dürfen laut DIN EN ISO 3740 Schallmessungen oberhalb 396,5 Hz ausgewertet werden (siehe Tab. 4-1). Die ersten beiden Terzbänder bei 400 Hz und 500 Hz sind nicht dargestellt, da bei der Frequency-Response-Analyse unterhalb der ersten Eigenfrequenz nahezu keine Anregung stattfindet. Deshalb sind die Abweichungen zwischen den berechneten und den gemessenen Schallleistungspegeln im Frequenzbereich bis zur ersten Zahneingriffsfrequenz, die bei diesem Betriebspunkt bei 1 250 Hz liegt, relativ hoch. In den Bereichen um die beiden ersten Zahneingriffsfrequenzen herum sind die Berechnungsergebnisse hingegen sehr gut. Bei der Bestimmung der Dämpfung für die Frequency-Response-Analyse liegen im Bereich um 4 000 Hz die Eigenfrequenzen weiter auseinander, weshalb der interpolierte Wert für die Dämpfung hier für die größeren Abweichungen verantwortlich ist. In Summe liegt in diesem Betriebspunkt mit der geradverzahnten Stirnradstufe die Differenz zwischen dem gemessenen und dem berechneten Gesamtschallleistungspegel bei 6,95 dB. Dieser Wert ist insgesamt als sehr gut anzusehen, da bei den einzelnen Berechnungsschritten einige Annahmen und Vereinfachungen getroffen werden. Bei der Modalanalyse sind beispielsweise die Bauteile im Inneren des Getriebes und die Einspannung mit den Gummipuffern am Prüfstandsgestell nicht abgebildet. Des weiteren sei nochmals erwähnt, dass im MKS-Modell bei der Berechnung der dynamischen Lagerkräfte die Interaktion mit dem Getriebegehäuse nicht berücksichtigt ist und die beiden Wellen ideal ausgeführt sind. Damit erzeugen diese keine Unwuchten, die neben den Zahneingriffsfrequenzen Seitenbänder hervorrufen würden. Im Berechnungsschritt „Frequency-Response-Analyse“ ist wie erwähnt die Dämpfungsbestimmung das Kriterium, dessen Einfluss auf die Simulationsergebnisse groß ist.

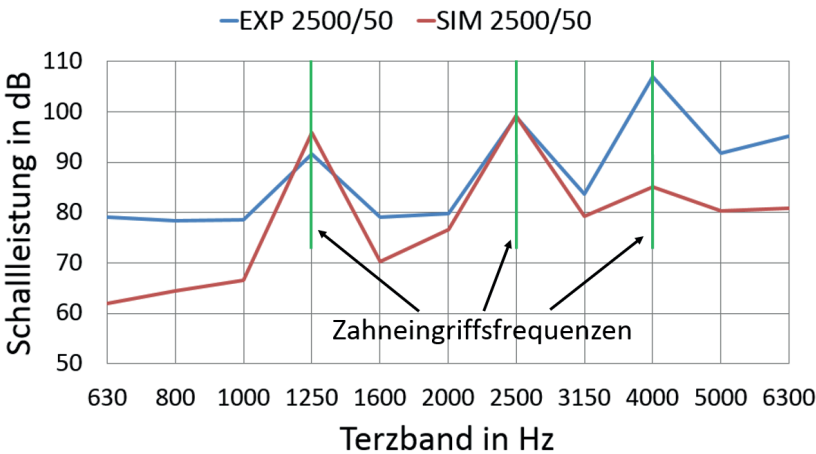


Abb. 7-11: Gemessene und berechnete emittierte Schallleistung, 2 500 min⁻¹, 50 Nm, geradverzahnt

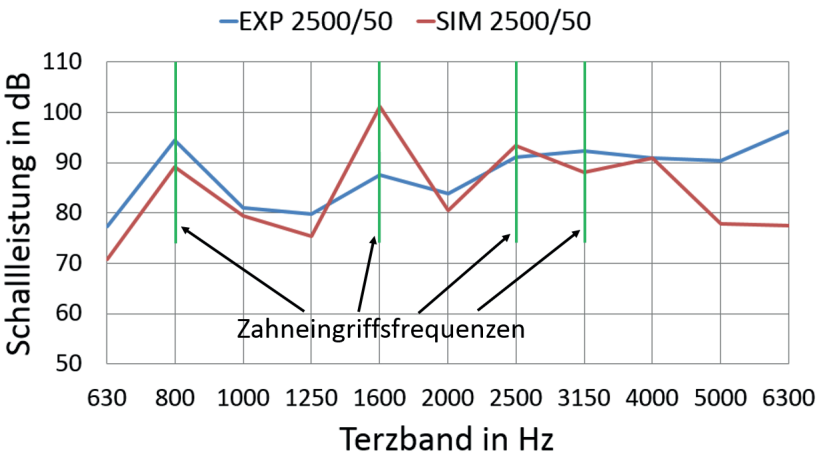


Abb. 7-12: Gemessene und berechnete emittierte Schallleistung, 2 500 min⁻¹, 50 Nm, schrägverzahnt

Abb. 7-12 zeigt analog zu Abb. 7-11 die Ergebnisse der schrägverzahnten Stirnradstufe. Der Verlauf der gemessenen und der berechneten Schallleistung zeigt insgesamt eine sehr gute Übereinstimmung. Die Differenz der Gesamtschallleistungspegel liegt im dokumentierten Frequenzbereich bei 3,01 dB. Da bei der Schrägverzahnung in diesem Betriebspunkt die erste Zahneingriffsfrequenz bei 875 Hz auftritt, sind im unteren Frequenzbereich die Abweichungen nicht so stark ausgeprägt wie bei der Geradverzahnung. Dennoch können wie bei der zweiten Zahneingriffsfrequenz (Terzband bei 1 600 Hz) in Abb. 7-12 größere Differenzen entstehen, wenn beispielsweise die Amplituden der berechneten Lagerkraft bei dieser Frequenz stärker von den Messwerten abweichen. Wegen der Abschätzung des Dämpfungswertes für jeden berechneten Frequenzpunkt und der Bestimmung der Kraftamplituden in den Zahneingriffsfrequenzen sind die Unterschiede außerhalb dieser Zone im oberen Frequenzbereich größer.

Fazit

Das hier beispielhaft beschriebene Schallabstrahl-Verhalten des Gehäuses bei der Gerad- und Schrägverzahnung, wie es bei diesem Betriebspunkt simuliert wurde, kann aufgrund des komplexen Zusammenspiels zwischen den experimentell ermittelten Daten und der analytischen Berechnungskette nicht auf beliebige Betriebspunkte übertragen werden. Jeder Betriebspunkt ist individuell zu betrachten und zu bewerten.

Insgesamt zeigen die Ergebnisse, dass die angewendete Vorgehensweise mit den neuen Methoden und Aspekten zur Optimierung der Berechnungskette der Schallabstrahlung richtig und zielführend ist.

Mit diesem letzten Punkt ist die Schallabstrahlungs-Berechnungskette abgeschlossen dokumentiert. Die vorliegende Arbeit wird daher an dieser Stelle beendet.

8 Zusammenfassung, Fazit und Ausblick

Zusammenfassung und Fazit

Die Berechnung der Schallabstrahlung von Fahrzeuggetriebe-Gehäusen bzw. -Baugruppen wurde von Graf und Neher in [18] und [53] weit vorangetrieben. Das Hauptziel der vorliegenden Arbeit war es, hierzu eine realistische bzw. realitätsnähere Schwingungsanregung der Gehäuse als bisher einzusetzen. Die Anregung aus den Verzahnungen sollte - moduliert über die Wälzlagerungen der Getriebewellen - an den Lagerstellen in das Gehäuse eingeleitet werden. Der Fokus lag dabei auf der Entwicklung eines Messsystems zur experimentellen Erfassung dynamischer Lagerkräfte direkt im Kraftfluss, dem Aufbau eines Getriebeprüfstandes, der Validierung der mit der MKS-Methode berechneten Schwingungsanregung des Gehäuses und der Validierung der Simulation mit PML-/AML-Elementen im letzten Berechnungsschritt der Schallabstrahlung.

Im ersten Teil der Arbeit ist der Um- und Aufbau der Hardwarekomponenten beschrieben. So wurde der Prüfstandsraum in einen Hallraum mit schallharten Wänden nach DIN EN ISO 3740 umgebaut. Die Qualität und Güte des Raumes wurde anhand von Messungen der Nachhallzeit und der Vergleichsstandardabweichung in Oktavbändern nachgewiesen. Nach dem Umbau und aufgrund der Einhaltung der DIN-Norm-Vorgaben darf der Prüfstandsraum zur experimentellen Erfassung der emittierten Schallleistung eines mittig im Raum platzierten Prüflings verwendet werden. Im Anschluss an diesen Umbau wurde der Getriebeprüfstand konzipiert, konstruiert und aufgebaut. Ein passiv gefedertes Prüfstandsbett bildet die Basis für die beiden elektrisch verspannten Antriebsmotoren, die das Betriebskennfeld von $1\,000\text{ min}^{-1}$ bis $3\,500\text{ min}^{-1}$ und bis zu einem maximalen Drehmoment von 140 Nm aufspannen. Dieses energieeffiziente Antriebskonzept zeichnet sich durch einen sehr geringen Stromverbrauch aus. Eine eigens entwickelte computergesteuerte Ölschmierung zur definierten Einstellung der Viskosität des Schmierstoffes im Temperaturbereich von 40 °C bis 75 °C rundet den Getriebeprüfstand sinnvoll ab. Der temperierte Schmierstoff wird über eine Einspritzdüse im Inneren des Getriebegehäuses direkt auf die Zahnräder gespritzt. Der entstehende Sprühnebel versorgt gleichzeitig die Lagerstellen der An- und der Abtriebswelle. Als Prüfling wurde für die experimentellen Untersuchungen ein manuelles Sechs-Gang-Schaltgetriebe aus einer aktuellen Serienproduktion der Firma ZF verwendet. Um

die Komplexität des originalen Antriebs zu verringern und die definierte Zuordnung der aufgezeichneten Schwingungssignale zu ermöglichen, wurde ein neues Antriebskonzept mit nur einer außenverzahnten Stirnradstufe in den beiden Varianten gerad- und schrägverzahnt entwickelt. In den entstehenden Bauraum im Inneren des Getriebegehäuses wurde die Lagerkraft-Messeinrichtung eingebaut. Das erstmals angewendete neue Messkonzept, Lagerkräfte direkt im Kraftfluss zwischen dem Lageraußenring und dem Lagersitz experimentell zu erfassen, wird mit vier piezoelektrischen Kraftsensoren erreicht. Diese sind als Dynamometer zusammengeschaltet und legen die Kraftverhältnisse an dieser Schnittstelle offen.

Die Validierung der berechneten dynamischen Lagerkräfte mit dem parallel hierzu neu entwickelten Mehrkörper-Simulationsmodell stellt die entscheidende Weiterentwicklung der Schallabstrahlungs-Berechnungskette dar. Das in sinnvolle Subsysteme unterteilte MKS-Modell des Antriebsstranges wurde schrittweise aufgebaut. Diese Vorgehensweise ermöglichte es, detailliert einzelne Komponenten des Antriebsstranges wie z. B. die Lager oder die Zahnräder getrennt zu untersuchen. So konnte dadurch ein nicht realistisches Verhalten der Lager aufgedeckt werden. Dabei entstand durch das implementierte Reibmodell ein schwingender Reibwert, der unrealistische Kraftamplituden im Frequenzspektrum bei einer nicht auf mechanische Ursachen zurückzuführenden Frequenz erzeugte. Das dynamische Verhalten der entwickelten Stirnradstufen (gerad- und schrägverzahnt) wurde durch die Bewertung der Drehwegabweichungen und der Verzahnungskräfte beurteilt. Deutlich zeigen sich dabei die Einzel- und Doppel-eingriffsgebiete der Geradverzahnung und die Doppel- und Dreifacheingriffsgebiete der Schrägverzahnung. Bei der Bewertung der simulierten dynamischen Lagerkräfte des gesamten Modells zeigt sich die ganze Funktionalität dieses Antriebsstranges. Neben der Zahneingriffsfrequenz und deren Vielfachen entstehen wegen des dynamischen Verhaltens der Lager Seitenbänder um die Zahneingriffsfrequenzen herum. Da die ideal ausgeführten teilelastischen Wellen keine Unwuchten besitzen, ergeben sich allerdings auch keine Kraftamplituden bei den Wellendrehfrequenzen und damit auch keine Seitenbänder um Zahneingriffsfrequenzen.

In einem umfangreichen Abschnitt dieser Arbeit wurden die mit dem neuen Messverfahren zur Erfassung der dynamischen Lagerkräfte aufgezeichneten Signale verarbeitet, plausibilisiert und validiert. Mit dem eigens entwickelten Prüfstandssteuerungs- und Messdatenverarbeitungs-Tool können einzelne Betriebspunkte, quasistationäre Drehzahl- und Lastrampen oder mehrere vorgegebene Betriebspunkte automatisiert angefahren werden. Die Aufzeichnungsdauer und die Abtastrate können flexibel eingestellt und das Messsystem beliebig um weitere Sensoren oder Messkarten erweitert werden. Die aufgezeichneten Messdaten und auch die berechneten Zeitsignale der dynamischen Lagerkraft werden im ASCII-Format gespeichert. Damit können die gemessenen und die berechneten Signale mit demselben Tool ausgewertet werden. In tabellarischer Form werden die Wellendrehfrequenzen, die Zahneingriffsfrequenzen und vier ihrer Vielfachen, die Oktav- und Terzbänder der Lagerkraft und des Schalldruckpegels und die jeweiligen Gesamtpegel dokumentiert. Im Anschluss daran können die notwendigen Diagramme halbautomatisch erstellt werden. Zur Erreichung einer akzeptablen Reproduzierbarkeit der erfassten Messwerte wurde ein Einfahrscenario festgelegt. Bei einem ausgewählten Betriebspunkt wird der Prüfstand über vier Stunden eingefahren. Anschließend wird jeder Betriebspunkt zehnmal rollierend angefahren, um den eingeschwungenen Betriebszustand möglichst zu halten. Die Messdaten der zehn Messdateien jedes Betriebspunktes werden gemittelt und die Standardabweichung bestimmt. Mit dem definierten Einfahrscenario konnte bei der aufgezeichneten dynamischen Lagerkraft und den Schalldrücken eine sehr gute Standardabweichung von 2,3 % bzw. 0,53 dB erreicht werden. Der statistische Wert „Standardabweichung“ hilft dabei, bei der Bewertung des errechneten arithmetischen Mittelwertes einer Messreihe festzustellen, welche Aussagekraft die aufgezeichneten Messdaten haben. Die Ergebnisse der am Prüfstand gemessenen, der mit dem MKS-Modell berechneten und der mit der Handrechnung überprüften statischen Lagerkraft stimmen sehr gut überein. Das Potential der neu entwickelten Lagerkraft-Messeinrichtung zeigt sich bei der Betrachtung des Frequenzspektrums der aufgezeichneten Lagerkräfte. Im gesamten ermittelten Frequenzbereich können die Zahneingriffsfrequenzen, deren Vielfache, die Seitenbänder der Wellen und der Lager sowie die Effekte der Schwebung nachgewiesen werden. Beim Vergleich der berechneten und der experimentell ermittelten dynamischen Lagerkraft zeigt sich trotz einiger Vereinfachungen im MKS-Modell eine sehr gute Übereinstimmung. Die Differenz der gemessenen und der berechneten Gesamtlagerkraftpegel liegt

in einem dargestellten Betriebspunkt bei sehr guten 1,41 dB. Der Einfluss der Viskosität ist bei den in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen grundsätzlich als gering zu bewerten, dennoch gelingt der Nachweis bei der frequenzspezifischen Auswertung.

Im letzten Teil der Arbeit wird die Weiterentwicklung der Berechnungskette der Schallabstrahlung behandelt. In dieser werden, basierend auf den Untersuchungen mit drei unterschiedlich komplexen Gehäusen von Graf und Neher in [18] und [53], deren Erkenntnisse an dem hier verwendeten weiteren Prüfling als viertes Getriebegehäuse bestätigt. Das FE-Netz dieses Gehäuses wurde mit einem überarbeiteten Reverse-Engineering-Prozess generiert. Aus dem mit einer 3D-Kamera rückgeführten Gehäuse wurden vier Netze unterschiedlicher Elementkantenlängen erstellt, um den Einfluss unterschiedlich großer Elemente aufzuzeigen. Die Ergebnisse der Modalanalyse, dargestellt in der MAC-Matrix, zeigen auch bei diesem Getriebegehäuse mit einem durchschnittlichen MAC-Wert über die ersten 40 Eigenfrequenzen von 94,7 % (Elementkantenlänge 3 mm) einen außergewöhnlich guten Wert. Die genaue Abbildung der Schwingeeigenschaften der Struktur ist sehr wichtig, da diese maßgeblich die emittierte Geräuschcharakteristik beeinflussen. Erstmals wurden bei der Berechnung der Frequency-Response-Analyse die mit der MKS-Methode berechneten dynamischen Lagerkräfte verwendet. Aufgrund der sehr guten Übereinstimmung der gemessenen und der berechneten Lagerkräfte an einer Lagerstelle wurden auch die simulierten Lagerkräfte der anderen Lagerstellen als Schwingungsanregung berücksichtigt. Hierzu wurden nur die Frequenzen herangezogen, bei denen die Amplituden oberhalb einer Kraftschwelle von 0,1 N lagen. Daraus ergaben sich insgesamt ca. 500 Frequenzpunkte, bei denen das Getriebegehäuse zum Schwingen angeregt wird. Bei der Berechnung der Schallabstrahlung wurden zuerst die FE-Berechnungen mit den PML-/AML-Elementen mit den bisherigen Vorgehensweisen DBEM, IBEM, FMBEM und FEM verglichen. Die Ergebnisse der durchschnittlichen p-MAC-Werte der ersten 40 Eigenfrequenzen sind auf einem ähnlichen Niveau. Allerdings reduzierte sich die Berechnungszeit drastisch auf etwa 10 % der bisher schnellsten Vorgehensweise (DBEM). Zur Validierung der Schallabstrahlungsberechnung wurde die gemessene emittierte Schallleistung mit der berechneten verglichen. Bei der Betrachtung des Verlaufs der beiden Grafen sind teilweise große Abweichungen erkennbar.

Diese sind aber durch die nicht vorhandene Anregung im MKS-Modell im unteren Frequenzbereich und die durch die Interpolation bestimmten Dämpfungswerte der Frequency-Response-Analyse im oberen Frequenzbereich begründet. Insgesamt liegt die Differenz des berechneten und des gemessenen Gesamtschallleistungspegels der Gerad- und Schrägverzahnung bei 6,95 dB bzw. bei 3,01 dB bei einem Betriebspunkt von $2\,500\text{ min}^{-1}$ Drehzahl und 50 Nm Drehmoment. Durch die Verwendung der validierten dynamischen Lagerkräfte als Schwingungsanregung des Getriebegehäuses wird somit die Berechnung der Schallabstrahlung auf ein neues Qualitätsniveau gehoben.

Insgesamt wurden mit den hier dokumentierten Ergebnissen und insbesondere mit der Entwicklung des Prüfstandes und des neuen Messsystems zur Erfassung der dynamischen Lagerkräfte im Kraftfluss zwischen Lageraußenring und Lagersitz des Getriebegehäuses Methoden geschaffen, die die Schallsimulation von Schaltgetrieben signifikant weiterentwickeln.

Ausblick

Die logische Weiterentwicklung des in dieser Arbeit vorgestellten Messverfahrens liegt in der Ausweitung der Anwendung auf mehrere Lagerstellen. Des weiteren ist eine zweite Zahnradstufe eine Möglichkeit, das Zusammenspiel und die gegenseitige Beeinflussung mehrerer Geräuschquellen innerhalb eines Getriebes zu untersuchen und damit der Realität einen weiteren Schritt näher zu kommen.

Wegen der Komplexität und unakzeptabler Rechenzeiten des MKS-Modells ist es sinnvoll, hier die modale Synthese neu zu entwickeln und anzuwenden, um effektivere Simulationsmodelle zu schaffen. Ebenso kann mit einer künstlich modellierten Unwuchtmasse die experimentell nachweisbare Restunwucht der An- und der Abtriebswelle nachgebildet werden. Die durch die Wellen modulierten Seitenbänder tragen nachweislich zur Geräuschcharakteristik der emittierten Schallleistung bei und sind deshalb ein wichtiges abzubildendes Schwingungsphänomen.

Dieses sind nur einige der Möglichkeiten und Methoden, die der weiteren Erforschung der Schallabstrahlungsphänomene von Fahrzeug-Schaltgetrieben dienen können.

Literaturverzeichnis

- [1] Bader, D.: Entwicklung einer flexiblen akustischen Messmethode zur Detektierung von verzahnungstechnischen Qualitätsproblemen. Dissertation, TU Ilmenau 2006
- [2] Berenger, J.: A perfectly matched layer for the absorption of electromagnetic waves. Journal of Computational Physics, Volume 114 1994
- [3] Bittner, U.: Strukturakustische Optimierung von Axialkolbeneinheiten. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie 2012
- [4] Blankenship, G. W.; Singh, R.: Analytical solution for modulation sidebands associated with a class of mechanical oscillators. Journal of Sound and Vibration (1995) 179 (1), S. 13-36 1995
- [5] Brändlein, J.; Eschmann, P.; Hasbargen, L.; Weigand, K.: Die Wälzlagerpraxis – Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen. 3. Auflage, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz 1995
- [6] Breuer, M.: Theoretische und experimentelle Bestimmung der Wälzlagersteifigkeit. VDI Fortschritt-Berichte, Konstruktionstechnik Maschinenelemente Nr. 241, Düsseldorf 1994
- [7] Bochmann, H.: Die Abplattung von Stahlkugeln und Zylindern durch den Messdruck. Dissertation, TH Dresden 1927
- [8] Das Umweltbundesamt für Mensch und Umwelt: Verkehr/Lärm, <http://www.umweltbundesamt.de/themen/verkehr-laerm>, Einsichtnahme: 03.08.2016
- [9] Daumann, F.: Evaluierung und Optimierung des Prüfraumes mit schallharten Wänden, Schwerpunkt Messtechnik. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik 2014
- [10] Dickerhof, M.: Potentiale der Schallemissionsanalyse zur Überwachung und Diagnose tribologischer Systeme. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie 2011
- [11] Dort, F.: Explizite Berechnung kugelkonjugierter Kegelradpaare durch das sphärische Verzahnungsgesetz. Dissertation, Justus-Liebig-Universität Gießen 2013

-
- [12] Estorff, O. v.: Recent developments of BEM and FEM and their application to real life acoustic problems. The 22nd International Congress on Sound and Vibration, Florenz, Italy 2015
- [13] Fietkau, P.; Baumann, A.; Sanzenbacher, S.; Bertsche, B.: Simulation und Optimierung des Geräuschverhaltens von Fahrzeuggetrieben. ATZ Forschung Akustik 09/2013, S. 730-735 2013
- [14] Fritz, F.: Modellierung von Wälzlagern als generische Maschinenelemente einer Mehrkörpersimulation. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie 2011
- [15] FunctionBay GmbH: RecurDyn online help, <http://www.functionbay.co.kr/documentation/onlinehelp/default.htm>, Einsichtnahme: 03.06.2016
- [16] Früh, P.: Dynamik von Zahnradgetrieben – Modellbildung, Simulation und experimentelle Analyse. Dissertation, Universität Rostock 2008
- [17] Gessler, R.: ZF Aphon. Technische Beschreibung, Zweigwerk: Berlin-Wittenau, Wilhelmsruher Damm 243/45 1929
- [18] Graf, B.: Validierung von Methoden zur Berechnung und Reduzierung der Schallabstrahlung von Getriebegehäusen. Dissertation, TU Ilmenau 2007
- [19] Gyax, P. E.; Hanhart, P.: Dynamische Schnittkraftmessung, Dynamik von Kraftmessplattformen, Komponenten der dynamischen Messfehler und Modifikationsvorschlag. Institut für Werkzeugmaschinenbau und Fertigungstechnik an der ETH Zürich, interne Berichte 1977
- [20] Haas, R.: Akustisches Verhalten des Systems Asynchronmotor-Getriebe. Dissertation, RWTH Aachen 2000
- [21] Hagedorn, P.; Otterbein, S.: Technische Schwingungslehre – Lineare Schwingungen diskreter mechanischer Systeme. Springer-Verlag, Berlin 1987
- [22] Hammer, T.: Evaluierung und Optimierung des Prüfraumes mit schallharten Wänden, Schwerpunkt Umbau. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik 2014
- [23] Harris, T., Kotzalas, M.: Essential Concepts of Bearing Technology. 5. Edition, Taylor and Francis Group, USA 2007

-
- [24] Heider, M.: Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben; Beurteilung und Optimierung des Schwingungsverhaltens von Stirnrad- und Planetengetrieben. Dissertation, TU München 2012
- [25] Hippmann, G.: Modellierung von Kontakten komplex geformter Körper in der Mehrkörperdynamik. Dissertation, Technische Universität Wien 2004
- [26] Hirschmann, M.; Schröder, M: Messtechnische Untersuchung des Einflusses der Ölviskosität auf die Schallabstrahlung eines Getriebes. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik 2016
- [27] Hug, P.: Schallabstrahlungsberechnung an komplexen Getriebegehäusen mit der akustischen FEM unter Verwendung von AML Elementen. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik 2012
- [28] Kistler Instrumente GmbH: 3-Komponenten-Kraftsensoren, Datenblatt Kistler Instrumente GmbH, Winterthur, Schweiz 2014
- [29] Klein, A.: Interaktion der Antriebsstrang- und Gehäusedynamik bei Industriegetrieben. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen 2007
- [30] Klein, U.: Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen. Stahleisen 2003
- [31] Klingelnberg, J.: Kegelräder, Grundlagen und Anwendungen. Springer 2008
- [32] Kränzler, M.; Schiegg, J.: Konstruktiver Umbau eines ZF-Getriebes. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik 2013
- [33] Kukulus, U.: Entwicklung eines Welle-Lagerkonzeptes zur Untersuchung des Zahneingriffs einer Stirnradstufe in RecurDyn. Masterprojektarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik 2014
- [34] Kunert, K.: Spannungsverteilung im Halbraum bei elliptischer Flächenpressungsverteilung über einer rechteckigen Druckfläche. Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens Band 27. 1969
- [35] Linke, H.: Stirnradverzahnung – Berechnung, Werkstoffe, Fertigung. 2. Auflager, Hanser 2010
-

-
- [36] Lundberg, G.: Cylinder compressed between two plane bodies. SKF-Kugellagerfabriken, Göteborg 1949
- [37] Martini, D.: Theoretische Grundlagen und Simulation des Zahnengriffs in RecurDyn. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik 2013
- [38] Mercedes-Benz: 1896 - 1925. Die ersten Transporter. http://www.mercedes-benz.de/content/germany/mpc/mpc_germany_website/de/home_mpc/van/home/vans_world/history/chronicle/1896-1925.html 2016, Einsichtnahme: 31.08.2016
- [39] Moritz, K.; Ochs, S.; Bös, J.; Melz, T.: Variation, Erfassung und Auswertung von Getriebegeräuschen im Hinblick auf die Kundenakzeptanz. VDI-Berichte Maschinenakustik, Nr. 2229 2014
- [40] Mosebach, T.; Stempfle, P.: Weiterentwicklung und Optimierung eines bestehenden Mehrkörper-Simulationsmodells einer Getriebestufe. Masterprojekt-Arbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik 2015
- [41] Müller, G.; Möser, M.: Taschenbuch der Technischen Akustik. Springer, Berlin, 3. Auflage 2004
- [42] N. N., DIN ISO 1940-1: Mechanische Schwingungen – Anforderungen an die Auswuchtgüte von Rotoren in konstantem (starrem) Zustand 2003
- [43] N. N., DIN EN ISO 12001: Akustik – Geräuschabstrahlung von Maschinen und Geräten – Regeln für die Erstellung und Gestaltung einer Geräuschmessnorm 2009
- [44] N. N., DIN EN ISO 14635-1: FZG-Prüfverfahren – Teil 1: FZG-Prüfverfahren A/8,3/90 zur Bestimmung der relativen Fresstragfähigkeit von Schmierölen (ISO 14635-1:2000) 2006
- [45] N. N., DIN EN ISO 3382-2: Akustik - Messung von Parametern der Raumakustik - Teil 2: Nachhallzeit in gewöhnlichen Räumen 2008
- [46] N. N., DIN EN ISO 354: Messung der Schallabsorption in Hallräumen 2003
- [47] N. N., DIN EN ISO 3740: Bestimmung der Schallleistungspegel von Geräuschquellen 2000

-
- [48] N. N., DIN EN ISO 3743-1: Bestimmung der Schalleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen 2010
- [49] N. N., DIN EN 61260: Elektroakustik - Bandfilter für Oktaven und Bruchteile von Oktaven 2014
- [50] N. N., DIN 3979: Zahnschäden an Zahnradgetrieben 1979
- [51] N. N., DIN 3990 Teil 1: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern 1987
- [52] N. N., Funktionsbeschreibung Sechsgang-Schaltgetriebe S6-53. ZF Getriebe GmbH, Brandenburg 2002
- [53] Neher, J.: Rechnerische und experimentelle Untersuchungen der Schallabstrahlung bei Fahrzeuggetrieben. Dissertation, TU Ilmenau 2011
- [54] Nguyen, P.: Beitrag zur Diagnostik der Verzahnungen in Getrieben mittels Zeit-Frequenz-Analyse. Dissertation, Technische Universität Chemnitz 2002
- [55] Nicola, A.: Versuchsgestützte Dynamiksimulation hydraulisch gespannter Kettentriebe unter Drehungleichförmigkeiten. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern 2008
- [56] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe – Grundlagen, Stirnradgetriebe. 2. Auflage, Springer, Berlin 1989
- [57] Niemann, G.; Unterberger, M.: Geräuschuntersuchungen an geradzahnten Zahnradern: Grundversuche zur Geräuschfrage bei Zahnradgetrieben. VDI Zeitschrift Band 101, Nr. 6, Düsseldorf 1959
- [58] o. V.: Automobiltechnik Getriebe: Meilensteine. Auto Service, Ausgabe 6/2003, S. 14-15 2003
- [59] Papies, J.: Methodik zur systematischen Analyse und Optimierung dynamischer Kraft- und Weganregungen in Planetengetrieben. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum 2014
- [60] Papula, L.: Mathematische Formelsammlung für Ingenieure und Naturwissenschaftler. 8. Auflage, Vieweg-Verlag, Wiesbaden 2003
- [61] Quiring, S.: Getriebelagerkräfte infolge dynamischen Systemverhaltens. Dissertation, RWTH Aachen 2002

-
- [62] Radev, S.: Einfluss von Flankenkorrekturen auf das Anregungsverhalten gerad- und schrägverzahnter Stirnradpaarungen. Dissertation, Technische Universität München 2007
- [63] Resch, T.: NVH Simulation und Optimierung. AVL Getriebe Tech Day 2016, Neu-Ulm 2016
- [64] Sander, S.: Konzeptentwicklung eines Getriebeprüfstands. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik 2013
- [65] Sattelberger, K.: Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben. Dissertation, TU München 1997
- [66] Schösser, T.: Untersuchung des Körperschall- und Abstrahlverhaltens von Getrieben mit der Zielsetzung einer aktiven Lärminderung. Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., Abschlussbericht Vorhaben Nr. 168 1995
- [67] Schuchardt, P.: Analysierung und Validierung dynamischer Lagerkräfte eines Fahrzeuggetriebes. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik 2016
- [68] Schweizer, G.; Traxler, A.; Bleuler, H.: Magnetlager, Grundlagen, Eigenschaften und Anwendungen berührungsfreier, elektromagnetischer Lager. 1. Auflage, Springer, Berlin 1993
- [69] Sonnen, S.: Dynamische Simulation von Wälzlagern im Mehrkörpersystem eines Kurbeltriebs als Grundlage motorakustischer Analysen. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen 2012
- [70] Stützenberger, S.: Entwicklung der Ölkonditionierung für ein Getriebe am Prüfstand. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik 2013
- [71] Stützenberger, S.: Dynamische Simulation einer einfachen Getriebestufe mittels Mehrkörpersimulation in RecurDyn; Schwerpunkt Wälzlager. Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik 2014
- [72] Tüma, J.: Vehicle Gearbox Noise and Vibration, Measurement, Signal Analysis, Signal Processing and Noise Reduction Measures. 1. Edition, John Wiley & Sons, Ltd. 2014
- [73] Unterberger, M.: Geräuschuntersuchung an geradverzahnten Zahnradern - Grundversuche zur Geräuschfrage bei Zahnradgetrieben. Dissertation, Technische Hochschule München 1959

-
- [74] Vansant, K.; Hallez, R.; Bériot, H.; Tournour, M.; Massa, G.; Don-
ders, S.; Van der Auweraer, H.: Simulating acoustic engine performance
over a broad frequency range. SAE International, Technical Paper 2011
- [75] Walter, P.: Konzeptentwicklung eines Getriebepfprüfstands. Studienar-
beit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik 2013
- [76] Weck, M.: Leistungsgetriebe – Verzahnungsauslegung und Betriebs-
verhalten. Springer 1992
- [77] Wender, B.: Erarbeitung von Richtlinien für die Gestaltung schallar-
mer Fahrzeug-Getriebegehäuse. FHU – Forschungsreport 1996-1999
2002
- [78] Wender, B.: Lärmarme Fahrzeuggetriebe, auch eine Frage der Gehäu-
segestaltung?! Horizonte Nr. 17, 11/2000 2000
- [79] Wender, B.: Untersuchungen zur Gehäusegestaltung für lärmarme
Zahnradgetriebe. Konstruktion 6-2002 2002
- [80] Wender, B.: Untersuchungen zur Geräuschabstrahlung von „Prinzip-
Getriebegehäusen“ mit Versteifungsrippen. Konstruktion 50, Heft 10
1998
- [81] Wender, B.; Kelkel, K.: Systematische Berechnung von Schraubenver-
bindungen an Getriebegehäusen mit Finiten Elementen. 5. Internationaler
Kongress Berechnung im Automobilbau, Würzburg, VDI Bericht Nr. 816
1990
- [82] Wender, B.; Kelkel, K.; Weber, W.: Berechnung der Schallabstrahlung
von Getriebegehäuse durch Kopplung von Finite-Elemente- und
Boundary-Element-Methoden. 6. Kongress Berechnung im Automobil-
bau, VDI Bericht Nr. 1007, Würzburg 1992
- [83] Werner, D.: Digitalisierung eines Getriebegehäuses als Grundlage für
eine Rechnerische Modalanalyse. Masterprojektarbeit, Hochschule Ulm,
Labor für Strukturmechanik und Akustik 2014
- [84] Werner, D.: Untersuchung der Einsatzmöglichkeiten von Hyper-
Works für die Schallabstrahlungsberechnung von Getriebegehäusen. Mas-
ter Thesis, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik
2015
- [85] Zhongdong L.; Nötzel, R.; Walter, K.: Abtastung schmalbandiger Sig-
nale und ihre Anwendung zur Hüllkurvenanalyse bei rechnergestützten

schwingungsdiagnostischen Systemen. Technisches Messen, Oldenburg Verlag 2007

[86] Zeller, P.: Handbuch Fahrzeugakustik. Springer, 2. Auflage 2012

[87] Zeyed, M.: Bestimmung von Verzahnungskorrekturen und Lagerkräften in Planetengetrieben für Lastkollektive. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum 2011

[88] Zieffle, F.: Rechnerische Modalanalyse der ZF-Getriebebaugruppe mit Meherschraubenverbindungen. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik 2014

[89] Ziegler, H.: Verzahnungssteifigkeit und Lastverteilung schrägverzahneter Stirnräder. Dissertation, Technische Hochschule Aachen 1971

[90] Zundel, T.: Reduzierung der Geräuschabstrahlung von Getriebehäusern durch Optimierung der Körperschallübertragung. Dissertation, RWTH Aachen 2014

